

## **Continuously variable hydrostatic-mechanical split transmission regulates hydrostatic unit speed so coupling elements to be closed are stationary or synchronised**

**Patent number:** DE10003174  
**Publication date:** 2000-09-21  
**Inventor:** MEYERLE MICHAEL (DE)  
**Applicant:** MEYERLE MICHAEL (DE)  
**Classification:**  
- **International:** *F16H37/08; F16H47/04; F16H61/46; F16H37/06; F16H47/00; F16H61/40; (IPC1-7): F16H47/04*  
- **European:** F16H37/08C1; F16H47/04; F16H61/46  
**Application number:** DE20001003174 20000125  
**Priority number(s):** DE20001003174 20000125; DE19991002793 19990125; DE19991004073 19990202; DE19991016526 19990413; DE19991017935 19990421; DE19991044793 19990919; DE19991057912 19991202; DE19991059240 19991209

**Report a data error here**

### **Abstract of DE10003174**

The transmission has a first hydrostatic unit (A) of variable vol. and a second hydrostatic unit (B) of constant or variable vol. with a summing planetary gear for summing the power at the transmission input separated into a hydrostatic and a mechanical power branch with one or more selection ranges. A control and regulating device compares the revolution rates of at least two rotating transmission elements. The speed of the second hydrostatic unit is regulated to the accurate native speed required when the vehicle is stationary so that coupling (K1) elements to be closed are stationary or rotating in synchronism.

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 100 03 174 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 16 H 47/04**

②① Aktenzeichen: 100 03 174.9  
②② Anmeldetag: 25. 1. 2000  
④③ Offenlegungstag: 21. 9. 2000

DE 100 03 174 A 1

⑥⑥ Innere Priorität:

199 02 793. 5	25. 01. 1999
199 04 073. 7	02. 02. 1999
199 16 526. 2	13. 04. 1999
199 17 935. 2	21. 04. 1999
199 44 793. 4	19. 09. 1999
199 57 912. 1	02. 12. 1999
199 59 240. 3	09. 12. 1999

⑦① Anmelder:

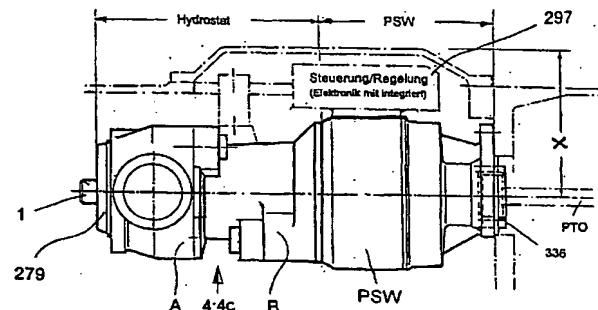
Meyerle, Michael, 88074 Meckenbeuren, DE

⑦② Erfinder:  
gleich Anmelder

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Stufenloses hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe

⑤⑦ Die Erfindung betrifft ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, insbesondere für die Anwendung in Traktoren. Um den gegebenen Bauraum bei Traktoren kostengünstig auszunutzen, sieht die Erfindung vor, das Hydrostat-Getriebe (4) und die Planetenschaltwalze (PSW) achsgleich zueinander anzuordnen und als gemeinsame Baueinheit im Trägergehäuse oder dem Fahrzeugrahmen zu integrieren. Das Getriebe beinhaltet des weiteren die Speisepumpe (279) sowie die Steuerung/Regelung einschließlich der Elektronik. Für den Zapfwellenanschluss ist eine mit der Eingangswelle (1) verbundene durchgehende Welle (PTO) vorgesehen. Der Fahrtrieb erfolgt über die Abtriebswelle (336), welche mit der Ritzeleingangswelle des Achsdifferentialgetriebes direkt oder über eine entsprechende Stirnradstufe achsversetzt zum Abtrieb verbunden sein kann. Die Planetenschaltwalze (PSW) ist, insbesondere in Abhängigkeit zur Leistungsklasse des Fahrzeuges, als Einbereichsgetriebe ohne Schaltkupplungen oder als Mehrbereichsgetriebe mit zwei oder mehreren Schaltkupplungen ausgebildet. Bei Ausbildung des Getriebes als Einbereichsgetriebe ist alternativ ein nachgeordnetes Gruppenschaltgetriebe vorgesehen. Infolge der Inline-Bauweise ist der ohnehin beim Traktor zur Verfügung stehende lange Bauraum ausnutzbar und eine sehr kostengünstige, einfache Bauart möglich. Des weiteren ist eine für Traktoren sehr wichtige schmale Bauweise, welche durch das Größtmaß "X" bestimmt wird, ausführbar. Das Getriebe ...



DE 100 03 174 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, insbesondere für die Anwendung im Traktor oder Arbeitsmaschinen nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und weiteren unabhängigen Ansprüchen.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, insbesondere für Traktoren und Arbeitsmaschinen der unteren und mittleren Leistungsklasse zu schaffen, welches einfach in seinem Aufbau und kostengünstig herstellbar ist. Desweiteren soll ein modularer Aufbau und nach einem Baukastensystem die Kombination des mechanischen Getriebeteiles mit verschiedenen Hydrostat-Größen auf einfache Weise möglich sein zur Anpassung an verschiedene Leistungsgrößen.

Die Aufgabe wird durch die in den unabhängigen Ansprüchen aufgeführten Merkmale gelöst. Weitere Einzelheiten gehen aus den Unteransprüchen und der Beschreibung hervor. Es zeigen in schematischer Darstellung:

Fig. 1 den Steuerungsplan des Getriebes;

Fig. 2 den Drehzahlplan für ein Zweibereichsgetriebe;

Fig. 3 bis 10 verschiedene Getriebe-Konzepte eines Getriebesystems mit zwei Vorwärts- und einem Rückwärtsbereich, wobei der Rückwärtsbereich im ersten Vorwärtsfahrbereich mitintegriert ist. Ausführung Inline-Bauweise;

Fig. 11 u. 12 Getriebe mit parallel versetzt angeordnetem Hydrostat-Getriebe;

Fig. 13 Ansicht des stufenlosen Leistungsverzweigungsgetriebes nach Inline-Bauweise, welches als komplette Baueinheit in einen beliebigen Fahrzeugrahmen oder ein Trägergehäuse ein- und ausbaubar ist;

Fig. 14 Geschwindigkeitsdiagramm;

Fig. 15 Einbereichsgetriebe kombiniert mit einem Gruppenschaltgetriebe mit Arbeits- und Straßengruppe;

Fig. 16 u. 17 Fahr- und Drehzahldiagramm für ein Einbereichsgetriebe;

Fig. 18 bis 22 Einbereichsgetriebesystem mit zugeordneter Acker-/Straßengruppe;

Fig. 23 Drehzahl- und Funktionsplan für automatischen Wechsel der Arbeits- und Straßengruppe während der Fahrt;

Fig. 24 Drehzahlplan für ein Zweibereichsgetriebe;

Fig. 25 bis 29 Getriebesystem mit eingangsseitiger Leistungsaufteilung über ein Planetengetriebe mit zugeordnetem Gruppenschaltgetriebe für Acker- und Straßenbetrieb.

Die Erfindung, wie in Fig. 3 bis 13 dargestellt, betrifft ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, welches als Bestandteil des Triebwerkes eines Traktors oder einer Arbeitsmaschine mit zwei hydrostatisch-mechanischen Schaltbereichen ausgeführt ist. Im ersten Schaltbereich, Bereich 1, ist der Rückwärtsbereich und der erste Vorwärtsfahrbereich mit enthalten.

Aus DE 195 31 112 und DE 197 27 360 ist ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe bekannt, welches bevorzugt für die Anwendung im Pkw vorgesehen ist und ebenfalls zwei Schaltbereiche aufweist, bei dem der Rückwärtsbereich im ersten Schaltbereich mitintegriert ist. Auch ist eine Sekundär-Regelung durch die Verstellmöglichkeit der zweiten Hydrostat-Einheit B enthalten. Dieses Getriebe hat jedoch den Nachteil, daß die Getriebe-Elemente so gestaltet sind, daß die Rückfahrgeschwindigkeit im Verhältnis zu der Vorwärtsfahrgeschwindigkeit nur relativ gering sein kann und damit die Rückfahr-Forderungen eines Traktors nicht erfüllt werden können. Ein weiterer Nachteil für die Traktor-Anwendung besteht darin, daß zwar das Hydrostat-Getriebe eine eigene Baueinheit bildet nicht aber die Planetenschaltwalze (PSW), welche aus dem Summierungsplanetengetriebe und den Schaltkupplungen be-

steht.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe zu schaffen, welches die Anforderungen des Traktors und der Arbeitsmaschine dahingehend erfüllt, daß mit einem Einbereichsgetriebe ohne Schaltkupplungen oder einem Zweibereichsgetriebe mit nur zwei Schaltkupplungen ausreichend großer Rückwärtsfahrbereich möglich ist und ein guter Wirkungsgrad im Hauptbetriebsbereich zwischen 5 und 10 km/h erzielt wird. Außerdem sollte nach Möglichkeit für das Zweibereichsgetriebe ein Gruppenschaltgetriebe für separate Arbeits- "A" und Straßengruppe "S" eingespart werden können. Für die Umschaltung bzw. den Shuttlebetrieb sollte kein Kupplungswechsel notwendig sein.

Desweiteren besteht die Aufgabe, eine genaue Drehzahlregelung für den Fahrzeugstillstand zu gewährleisten. Es soll möglich sein, nach Art der Modulbauweise das Hydrostat-Getriebe sowie die aus Summierungsplanetengetriebe und Kupplungen bestehende Planetenschaltwalze PSW zu einer gemeinsamen Baueinheit zu gestalten, welche auf einfache Art in ein Trägergehäuse oder einen Fahrzeugrahmen des Traktors bzw. der Arbeitsmaschine ein- und ausbaubar ist. Eine weitere Aufgabe besteht darin, die Planetenschaltwalze PSW auf einfache Art mit unterschiedlich großen Hydrostaten nach dem Baukastensystem für verschiedene Leistungsgrößen zu kombinieren im Hinblick darauf, mit nur einer Planetenschaltwalze PSW einen gewissen Leistungsbereich von z. B. 60 bis 120 PS mit zwei oder drei verschiedenen großen Hydrostat-Bausteinen abdecken zu können.

Die Aufgabe wird durch die in den entsprechenden Hauptansprüchen aufgeführten Merkmale gelöst. Weitere Einzelheiten gehen aus den Unteransprüchen und der Beschreibung hervor.

Um eine sichere und zuverlässige Drehzahleinstellung der zweiten Hydrostat-Einheit B am Übersetzungspunkt  $1/i = 0$  zu erreichen (siehe Drehzahlplan Fig. 2) entsprechend dem Drehzahlpunkt (P2), sieht die Erfindung vor, daß durch einen Drehzahlvergleich von wenigstens zwei rotierenden Getriebegliedern, bevorzugt der Drehzahl der Antriebswelle 1 und der Drehzahl eines mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbundenen Getriebegliedes, z. B. Getriebeglied E2 oder eines anderen Getriebegliedes, z. B. der zweiten Ausgangswelle A2 des Summierungsplanetengetriebes, über die entsprechenden Drehzahlsignale b und h Synchronlauf der zu schließenden Kupplungsglieder der Kupplung K1 bzw. Stillstand der betreffenden Kupplungsglieder bewirkt wird. Auch der Fahrzeugstillstand wird bei geschlossener Kupplung K1 über den genannten Drehzahlvergleich hergestellt bzw. eingeregelt. Die Erfindung sieht desweiteren als Alternativ-Lösung vor, die Verstelleinrichtung des Hydrostat-Getriebes über eine mechanische Einrichtung, z. B. über eine Federzentrierung, die Verstellgröße qA am betreffenden Punkt P2 zu fixieren. Auch über ein Bremspedal-Signal f kann bei dieser Erfindung eine gezielte Übersetzungsrückstellung bzw. der Übersetzungspunkt  $1/i = 0$  eingestellt werden, wobei z. B. auch über ein Bypassventil Synchronlauf-Fehler ausgeglichen werden könnten.

Die erfindungsgemäße Getriebe-Ausführung nach Fig. 3 bis 8 besitzt ein Hydrostat-Getriebe 4 mit einer ersten Hydrostat-Einheit A verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit B, ebenfalls verstellbaren Volumens, einem vierwelligen Summierungsplanetengetriebe 301 bis 305 sowie zwei Schaltkupplungen K1 und K2, welche wechselweise eine der beiden Ausgangswellen A1 und A2 des Summierungsplanetengetriebes mit der Abtriebswelle 336 verbinden. Die Abtriebswelle 336 kann direkt mit dem Differential-Getriebe 309 oder über Zwischenglieder bzw. eine Getriebestufe 308, wie in Fig. 5 dargestellt, mit dem

Differential-Getriebe 309, bevorzugt ohne zwischengeschaltetes Gruppen-Getriebe für Arbeits- und Straßen- gruppe, verbunden sein. Das vierwellige Summierungsplanetengetriebe 301; 301a bis 305 besitzt zwei Eingangswellen, wobei die erste Eingangswelle E1 mit der Antriebswelle 1 und der ersten Hydrostat-Einheit A und die zweite Eingangswelle E2 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbunden ist.

Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig. 9 und 10 besteht das vierwellige Summierungsplanetengetriebe 306 und 307 aus drei Eingangswelle E1, EK1 und EK2 sowie einer Ausgangswelle A1. Bei dieser Getriebe-Ausführung ist die erste Eingangswelle E1 mit der Antriebswelle 1 und der ersten Hydrostat-Einheit A sowie einem Glied des Summierungsplanetengetriebes ständig verbunden, die beiden anderen Eingangswellen EK1 und EK2 sind wechselweise über die Kupplungen K1 und K2 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbindbar. Die Ausgangswelle A1 ist direkt oder über Zwischenglieder mit dem Differential-Getriebe 309 verbunden bzw. verbindbar. Diese Getriebe-Ausführungen gem. Fig. 9 und 10 unterscheiden sich gegenüber den Ausführungen Figur bis 8 dadurch, daß die Kupplungen K1 und K2 zwischen der zweiten Hydrostat-Einheit B und dem Summierungsplanetengetriebe angeordnet sind und die beiden Eingangswellen EK1 und EK2 des Summierungsplanetengetriebes wechselweise über die Kupplung K1 und K2 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbindbar sind und die Ausgangswelle A1 ein Glied des Summierungsplanetengetriebes darstellt. Der funktionelle Unterschied besteht darin, daß im Anfahrzustand bei Fahrgeschwindigkeit "Null" die Kupplungsglieder der Kupplung K1 im Synchronzustand mit der zweiten Hydrostat-Einheit B rotieren.

Um die erwähnten Traktorforderungen zu erfüllen, ist gemäß der Erfindung der erste Schaltbereich auf eine maximale Rückfahrgeschwindigkeit von ca. 16 km/h entsprechend  $1/i = -1$  und eine maximale Vorwärtsfahrgeschwindigkeit bei geschaltetem ersten Bereich 1 von ebenfalls ca. 16 km/h entsprechend  $1/i = 1$  festgelegt wie in Diagramm Fig. 2 aufgezeigt. Im zweiten Schaltbereich, Bereich 2, ist insbesondere der Transportbetrieb bis zu einer maximalen Endgeschwindigkeit von 48 km/h, der beliebig auch bis 60 km/h und größer ausführbar ist, festgelegt.

Bei dieser Auslegung ist bei Übersetzungspunkt  $1/i = -0,5$  (Punkt P3) der Endpunkt der Primärverstellung bei gleichgroßen Hydrostat-Einheiten A und B erreicht. Um die notwendige bzw. gewünschte Rückfahrgeschwindigkeit von ca. 16 km/h zu erreichen, ist gem. der Erfindung die Hydrostatik mit einer Sekundär-Regelung bzw. einer zweiten Hydrostat-Einheit B verstellbaren Volumens ausgestattet. Die Getriebe-Übersetzung ist so festgelegt, daß im Anfahrzustand die Negativ-Drehzahl der zweiten Hydrostat-Einheit B gleich oder weniger als 50% (im Auslegungsbeispiel 33%) der positiven Drehzahl der ersten Hydrostat-Einheit A beträgt zu Gunsten eines ausreichend großen R-Bereiches. Durch die vorgesehene Sekundär-Regelung ist eine Verdoppelung der Rückfahrgeschwindigkeit (RS) bei einer sekundären Rückregelung auf ca. 60% erreichbar. Die erfindungsgemäße Ausbildung und Auslegung des Getriebes auf eine negative Teilverstellung, die kleiner als 50% der maximalen negativen Primär-Verstellgröße ist, hat den Vorteil, daß ein relativ großer Rückwärtsbereich bereits durch die Primär-Regelung und durch die anschließende Sekundär-Regelung eine Verdoppelung erzielbar ist, wodurch die relativ große Rückwärtsforderung beim Traktor und bei Arbeitsmaschinen erfüllbar ist.

Um einen guten Wirkungsgrad auch im Sekundär-Regelbereich zu erhalten, sieht die Erfindung vor, die Hydrostat-Einheiten A und B, insbesondere Einheit B, mit formschlüs-

siger Niederhalterung der Kolben-Gleitschuhe oder Hydrostat-Einheiten, insbesondere die Einheit B, in Schrägachsen-Bauweise mit entsprechenden Spezialeinrichtungen zu verwenden.

#### Funktion des Getriebes

Bei gestartetem Motor bei Fahrgeschwindigkeit "Null" wird die Fahrtrichtung "Vorwärts" vorgewählt. In diesem Zustand wird das Hydrostat-Getriebe A auf eine negative Verstellgröße  $qA$  eingestellt bzw. eingeregelt, wobei die zweite Hydrostat-Einheit B eine entsprechende negative Drehzahl aufweist, bei der aufgrund der Übersetzungsverhältnisse im Summierungsplanetengetriebe die Glieder der ersten Bereichskupplung K1, je nach Ausführungsart des Getriebes, stillstehen, wie bei Ausführung gem. Fig. 3 bis 5 zutreffend, oder im Synchronlauf rotieren entsprechend der Ausführung Fig. 9 und 10. Nach Schließen der Kupplung K1 und vorgewählter Fahrtrichtung V für Vorwärtsfahrt wird das Hydrostat-Getriebe zurückgestellt auf "Null" und darüber hinaus bis zu seiner positiven Verstellgröße, entsprechend dem Ende des ersten Schaltbereiches. An diesem Punkt haben alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes und der Kupplung K2 Synchronlauf erreicht, wonach bei Schließen dieser Kupplung K2 und Öffnen der Kupplung K1 durch Rückregelung des Hydrostat-Getriebes auf "Null" und darüber hinaus bis zu seiner maximal negativen Verstellgröße der Endpunkt der Primär-Regelung erreicht ist. Eine weitere Geschwindigkeitserhöhung kann durch Sekundär-Verstellung, entsprechend der Geschwindigkeitsgröße VS, erreicht werden. Der Rückwärtsbereich wird bei Fahrgeschwindigkeit "Null" entsprechend  $1/i = 0$  vorgewählt, wobei die Kupplung K1 bei Synchronlauf seiner Kupplungselemente geschlossen wird bzw. bereits geschlossen sein kann. Der Rückwärtsbereich kann nun durchfahren werden durch weitere Vergrößerung der negativen Hydrostat-Verstellung ab dem Punkt P2 bis zu seiner maximalen negativen Verstellgröße der ersten Hydrostat-Einheit A, was einer gewissen Rückwärtsgeschwindigkeit entsprechend der Drehzahlgröße der zweiten Hydrostat-Einheit B bei Punkt P3 und  $1/i = -0,5$  im vorgenannten Auslegungsbeispiel entspricht. Eine weitere Vergrößerung der Rückfahrgeschwindigkeit kann nun durch Sekundär-Verstellung bzw. Rückregelung der zweiten Hydrostat-Einheit B geschehen, wodurch eine weitere Erhöhung der Rückfahrgeschwindigkeit um die Größe RS erreicht wird.

Um die genaue Hydrostat-Einstellung vor Schließen der Kupplung 1 bzw. um einen sicheren Stillstand für die Fahrgeschwindigkeit "Null" zu erreichen, wird die Hydrostat-Verstellung, wie bereits erwähnt, durch einen Drehzahlvergleich über Drehzahl-Sensoren von wenigstens zwei rotierenden Getriebe-Gliedern hergestellt. Bevorzugt kann hierzu die Drehzahl der Antriebswelle und die Drehzahl der zweiten Hydrostat-Einheit B oder eines mit der zweiten Hydrostat-Einheit B in Verbindung stehenden Getriebe-gliedes verwendet werden. Dieser Drehzahlvergleich kann auch zur Sicherstellung eine Nullpunktregelung bzw. Stillstandsregelung in jeder Betriebslage des Fahrzeugs verwendet werden, wobei lastabhängige Leckölverluste durch entsprechende Nachregelung, insbesondere der ersten Hydrostat-Einheit A, ausgeglichen werden (Fig. 1).

Die zugeordnete Steuer- und Regeleinrichtung (Fig. 1) sieht vor, daß über das Fahrpedal F der Motor und das Getriebe angesteuert wird. Die Getriebe-Regelung ist bevorzugt so ausgelegt, daß über das Fahrpedal F, insbesondere für den Transport-Betrieb oder allen Arbeitseinsätzen ohne Zapfwellenbetrieb, jeder Leistungsgröße die verbrauchs-günstigste Motordrehzahl zugeordnet wird.

Im Hinblick auf höchstmögliche Bedienungsfreundlichkeit sieht die Erfindung ein zentrales multifunktionales Bedienungselement "Joystick" 300 vor, welches neben anderen Funktionen auch die Bedienungseinrichtung für Vorwärts-/Rückwärtsfahrt enthält. Das Bedienungselement für Vorwärts-/Rückwärtsvorwahl ist zweckmäßigerweise als Kipp-Schalter 347 oder in Form entsprechender Drucktasten ausgebildet. Das zentrale Bedienungselement (Joystick 300) ist vorzugsweise in bekannter Art an der Armlehne ergonomisch günstig angebracht wie in Fig. 1 dargestellt. Im Bedienungselement (Joystick 300) ist, wie ansich bekannt, die Betätigung, z. B. für die Ansteuerung der Tempomat-Einrichtung zur Ein- und Ausschaltung des Tempomats und weitere Ansteuereinrichtungen, z. B. Drucktasten zur Veränderung der Geschwindigkeit "+" oder "-" enthalten. Weitere Betätigungsfunktionen sind z. B. durch weitere Bedienungselemente (Bedientasten) 310 möglich.

Das Getriebe ist mit verschiedenen Ausführungsformen des Summierungsplanetengetriebes 301; 301a bis 307, wie in den Ansprüchen näher beschrieben, realisierbar. Gem. der Erfindung sind zwei Arten der Getriebe-Ausführungen vorgesehen, wobei, wie in den Fig. 3. bis 8 dargestellt, das Summierungsplanetengetriebe jeweils vierwellig ausgebildet ist und jeweils zwei Eingangswellen E1 und E2 und zwei Ausgangswellen A1 und A2 besitzen, wobei die erste Eingangswelle E1 mit der Antriebswelle und der ersten Hydrostat-Einheit A und die zweite Eingangswelle E2 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbunden ist und die beiden Ausgangswellen A1 und A2 wechselweise im Schaltbereich 1 über eine Kupplung K1 und im Schaltbereich 2 über die Kupplung K2 mit der Abtriebswelle 336 verbindbar ist. Eine weitere Ausführungsform gem. der Erfindung sieht vor, wie in Fig. 9 bis Fig. 10 dargestellt, das Summierungsplanetengetriebe 306 und 307 ebenfalls vierwellig ausgebildet ist, jedoch mit dem Unterschied, daß dieses drei Eingangs- und eine Ausgangswelle besitzt, wobei die erste Eingangswelle mit der Antriebswelle 1 und der ersten Hydrostat-Einheit A verbunden ist und die zweite und dritte Eingangswelle jeweils über Kupplungen K1 und K2 wechselweise im ersten und im zweiten Schaltbereich verbindbar sind. Die jeweiligen Ausführungsformen sind in den Ansprüchen näher beschrieben.

Um die im Traktor gegebenen Bauraumverhältnisse optimal auszunützen, sieht die Erfindung vor, wie in Fig. 13 dargestellt, alle Hauptkomponenten - Hydrostat-Getriebe 4 und die Planetenschaltwalze PSW, welche das Summierungsplanetengetriebe und die Schaltkupplungen enthält, achsgleich hintereinander anzuordnen. Dies hat den Vorteil, daß unter Ausnutzung der beim Traktor zur Verfügung stehende, relativ lange Bauraum zwischen Achse und dem Antriebsmotor zu Gunsten von Kosten und Bauraum vorteilhaft ausgenutzt wird und daß darüber hinaus sonst notwendige Getriebestufen entfallen können, wodurch neben Senkung der Kosten und Verkleinerung des Bauraumes auch eine Wirkungsgradverbesserung durch Wegfall unnötiger Zahneingriffe erzielt wird. Das Hydrostat-Getriebe 4 ist hierbei gemäß der Erfindung so ausgebildet, daß die Antriebswelle 1 durch die zweite Hydrostat-Einheit B führt und mit einem Glied der aus dem Summierungsplanetengetriebe und den Schaltkupplungen K1 und K2 bestehenden Planetenschaltwalze verbunden ist. Erfindungsgemäß wird die Antriebswelle 1 auch durch das gesamte Getriebe geführt, wie z. B. in Fig. 5 dargestellt, um einen Anschluß für eine Zapfwelle bzw. einen PTO zu ermöglichen.

Um eine feinfühlig genaue Geschwindigkeitseinstellung im unteren Geschwindigkeitsbereich bzw. Hauptarbeitsbereich zu ermöglichen, sieht die Erfindung vor, die Einstellfunktion über einen progressiven Verlauf der Einstell-

zu realisieren, wie in Fig. 13 dargestellt, dies hat den Vorteil, daß auf eine separate Vorwähl-Einrichtung, welche die Vorwahl getrennter Betriebssituationen, Arbeitsbetrieb oder Straßenbetrieb, erübrigt. Die Erfindung sieht desweiteren vor, daß während dem Arbeitsbetrieb bei Arbeiten am letzten Ende des Schaltbereiches 1 bzw. des betreffenden Schaltbereiches ein Schalten in den nächsten Bereich verhindert wird und zwar dadurch, daß das Ansteuer-Signal für den Umschaltvorgang blockiert wird aus der Information, daß Arbeitssituation gegeben ist, z. B. in der Art, daß irgend ein Arbeitsprozeß, z. B. Frontladerbetrieb, Zapfwellenbetrieb, Betrieb der Arbeitshydraulik o. a., vorgewählt ist oder daß weitgehend gleichbleibende Arbeitsgeschwindigkeit vorherrscht. Nach Beendigung des Arbeitsbetriebes durch entsprechend Ausschaltung vorgenannter Arbeitssituation oder -art wird automatisch die Schaltblockade aufgehoben. Mit dieser Art wird ein hohes Maß an Bedienungsfreundlichkeit, insbesondere für den Shuttle-Betrieb, erzielt und eine entsprechende Vorwähleinrichtung kann ganz oder teilweise entfallen.

Im Hinblick darauf, bei Traktoren, insbesondere im unteren Geschwindigkeits- und Arbeitsbereich, genaue Konstant-Geschwindigkeiten einstellen zu können, sieht die Erfindung vor, einen progressiven Verlauf (389) der Einstellgrößen, wie in Fig. 14 dargestellt, einzuprogrammieren. Dies hat den Vorteil, daß keine separate Vorwahl und Vorwähleinrichtung für Arbeitsbetrieb und Straßenbetrieb vorgesehen werden muß. Um zu verhindern, daß innerhalb eines Arbeitsbereiches oder am Ende eines Arbeitsbereiches, das Schalten in einen nächsten Schaltbereich verhindert wird, sieht die Erfindung eine automatische Erkennung der Betriebsart vor, derart daß das Erkennungssignal aus der Einstellung für Zapfwellenbetrieb oder Frontladerbetrieb oder die automatische Erkennung aus Konstant-Fahrbetrieb oder einer sich wenig verändernden, kontinuierlich verlaufenden Geschwindigkeit resultiert. Dieses Erkennungssignal bewirkt eine automatische Schaltverhinderung. Auch eine automatische Erkennung, daß der Arbeitsbetrieb beendet ist, resultiert z. B. daraus, daß der Zapfwellenbetrieb oder Frontladerbetrieb ausgeschaltet ist, oder daß aus der Fahrbedienung, z. B. aus der Fahrpedal-Bewegung ein Erkennungssignal ausgelöst wird, welches signalisiert, daß es sich um einen Transport- oder transportähnlichen Betrieb handelt.

Die Erfindung sieht desweiteren vor, daß im unteren Geschwindigkeitsbereich bei Ausbildung des Getriebes mit nur zwei Schaltbereichen, wobei der Rückwärtsbereich im ersten Fahrbereich integriert ist gem. Ausführung Fig. 3 bis 10, die Getriebe-Ausgangswelle (336) ständig mit dem Achsdifferential-Getriebe 309 verbunden ist. Für die Anwendung im mittleren Leistungsbereich, z. B. zwischen 120 bis 170 PS, kann dieses Getriebe verwendet werden in Verbindung mit einer Arbeits- und Straßengruppe, wobei für den Arbeitsbereich der niedrigere Geschwindigkeitsbereich "A" und für den Transport- oder transportähnlichen Betrieb die Straßengruppe "S" nach bekannter Art vorgewählt wird. Durch die mittels des Gruppen-Getriebes 250 gegebene Möglichkeit der Arbeitsstufe wird durch die entsprechende Übersetzung im Arbeitsbereich bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" und der entsprechenden Arbeitsübersetzung ausreichende Zugkraft erreicht.

Die Tempomat-Einrichtung ist gem. der Erfindung derart ausgebildet, daß die Fahrgeschwindigkeit nicht oder nicht nur von einer der Geschwindigkeit proportionalen Drehzahlgröße bzw. einem Drehzahl-Signal gesteuert bzw. geregelt wird, sondern durch zwei oder mehrere Drehzahl-Signale, wobei zumindest zwei Drehzahl-Signale für die Getriebe-Übersetzung bestimmend sind, z. B. Antriebsdreh-

zahl-Signal b und Drehzahl-Signal h der zweiten Hydrostat-Einheit B oder besser aus dem Drehzahl-Signal eines anderen rotierenden Getriebegliedes, z. B. Glied des Summierungsplanetengetriebes, welches immer positive Betriebsdrehzahl aufweist. Durch den Drehzahlvergleich der beiden Drehzahl-Signale b und h und dem jeweils geschalteten Bereich wird die erforderliche Getriebe-Übersetzung ermittelt und angepaßt und aus der jeweils gegebenen Antriebsdrehzahl die Abtriebsdrehzahl bzw. die Fahrgeschwindigkeit errechnet. Diese erfindungsgemäße Ausbildung der Tempomat-Einrichtung hat den Vorteil, daß auch niedrige Geschwindigkeiten, z. B. Kriech-Geschwindigkeiten beim Traktor, präzise einstellbar sind. Bei bekannten Tempomat-Einrichtungen ist dies nicht der Fall, da die dabei verwendeten Abtriebsdrehzahl-Signale im untersten Geschwindigkeitsbereich bzw. Abtriebsdrehzahl-Bereich sehr ungenaue Werte liefern.

Eine weitere Ausführungsform der Erfindung gem. Fig. 15 und 22 sieht vor, daß einem Hydrostat-Getriebe, welches aus einer ersten Hydrostat-Einheit A verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit B konstanten oder verstellbaren Volumens besteht, dem ein dreiwelliges Summierungsplanetengetriebe 194 zugeordnet ist, wobei eine Welle W1 des Summierungsplanetengetriebes 195 mit einer Eingangswelle 1c und der ersten Hydrostat-Einheit A, eine zweite Welle W2 des Summierungsplanetengetriebes mit der zweiten Hydrostat-Einheit B und eine dritte Welle W3 mit einer Abtriebswelle 198 in Triebverbindung steht. Das Summierungsplanetengetriebe 194 ist bevorzugt so ausgebildet, daß das Sonnenrad 195 die erste Welle W1, welche mit der ersten Hydrostat-Einheit A und der Eingangswelle 1c, das Hohlrad 197 die zweite Welle W2, welche mit der zweiten Hydrostat-Einheit B und die dritte Welle W3 die Stegwelle 196 bildet, welche mit der Abtriebswelle 198 verbunden ist. Das Summierungsplanetengetriebe 194 ist so ausgelegt, daß, wie in Diagramm Fig. 16 dargestellt, ein erster großer Vorwärtsfahrbereich V und ein kleinerer Rückwärtsfahrbereich R innerhalb des gesamten negativen und positiven Verstellbereiches des Hydrostat-Getriebes ermöglicht wird. Die erste Hydrostat-Einheit A ist bei gestartetem Motor und Fahrgeschwindigkeit "Null" auf eine gewisse negative Verstellgröße qA, z. B. 33% der Maximalgröße, eingestellt, wobei die erste Welle W1 des Summierungsplanetengetriebes und die zweite mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbundene Welle W2 gegensinnige Drehrichtung aufweisen, wobei die dritte Welle W3, Steg 196, steht. Eine Trennkupplung zwischen Motor und Getriebe ist nicht erforderlich. Ein Schwingungsdämpfer zwischen Motor M und Getriebe 200 zur Abkoppelung der Motorschwingungen ist zweckmäßig. Dem hydrostatischen Leistungsverzweigungsgetriebe, Hydrostat 4c und Summierungsplanetengetriebe 194 ist gemäß der Erfindung ein Gruppenschaltgetriebe GR; 250 zugeordnet, welches wenigstens zwei Schaltstufen ermöglicht. Bei Anwendung des Getriebes in einem Ackerschlepper ist eine Arbeitsstufe "A" für niedrige Geschwindigkeit und eine Straßengruppe "S" für den höheren Geschwindigkeitsbereich vorgesehen.

Zur Verbesserung des Wirkungsgrades ist gemäß der Erfindung das Gruppen-Schaltgetriebe 250 gem. Fig. 15 derart ausgebildet, daß bei überwiegend geschalteter Arbeitsgruppe "A" innerhalb des Gruppen-Schaltgetriebes keine Wälzleistungsverluste entstehen. Zu diesem Zweck ist bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" die Abtriebswelle 249 des Gruppen-Schaltgetriebes 250 direkt mit der Abtriebswelle 198 und der Stegwelle 196 des stufenlosen Getriebes HVG; 200 ohne zwischengeschaltete Zahnräder bzw. Zahneingriffe verbunden. Die Maximalgeschwindigkeit bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" wird normalerweise zwischen 20

und 30 km/h ausgelegt. Für den schnelleren, weniger bedeutsamen Straßenbetrieb bei geschalteter Straßengruppe "S" sind zur Geschwindigkeitsanpassung Stirnradübersetzungen 247 und 248 vorgesehen, welche eine entsprechende höhere Abtriebs-Drehzahl ermöglichen, die für den Straßenbetrieb normalerweise ausgelegt ist für eine Endgeschwindigkeit zwischen 40 und 50 km/h. Für den Einsatz im Traktor bzw. Arbeitsmaschinen ist diese Art des Gruppenschaltgetriebes 250 sehr vorteilhaft für den Kraftstoff-Verbrauch, da der zeitliche wirkungsgradgünstigere Betriebsanteil bei geschaltetem Arbeitsbetrieb "A" mehr als 80% beträgt. Mit diesem Erfindungsmerkmal wird der Vorteil genutzt, daß nach Erreichen der Endübersetzung des Getriebes die Drehzahl der Abtriebswelle 198 gleich der Drehzahl der Eingangswelle 1c und gegebenenfalls auch die Drehzahl des Motors M von z. B. 2300 U/min ist, die in der Regel auch eine günstige Drehzahl für die Differential-Eingangswelle 249 bzw. das Kegelritzel oder Antriebsrad 215 des Differential-Getriebes darstellt. Bei geschalteter Straßengruppe "S" kann die Drehzahl der Differential-Antriebswelle 249 doppelt so groß oder größer sein (im Auslegungsbeispiel gem. Drehzahlplan Fig. 16 = 5230 U/min), wie dies bei bekannten Traktor-Getrieben der Fall ist. Über die Drehzahl-Anpassungsstufen 247 und 248 ist eine beliebige Anpassung an die geforderte Straßen-Endgeschwindigkeit möglich. Bei bekannten Getrieben dieser Art für Traktor- bzw. Arbeitsmaschinen ist das Gruppen-Schaltgetriebe umgekehrt ausgelegt, nämlich daß bei dem weniger bedeutsamen Straßenbetrieb die Getriebe-Abtriebswelle mit der Achsdifferential-Eingangswelle gekoppelt ist und beim bedeutsamen Arbeitsbetrieb die Leistung über die Übersetzungsanpassungsstufen wälzleistungsverlustbehaftet und wirkungsgradungünstig fließt. Durch die erfindungsgemäße Ausnutzung der günstigen Drehzahlverhältnisse der Getriebe-Ausgangswelle 198 und der Differential-Eingangswelle 249 der Triebachse sind als weiterer Vorteil nahezu gleiche oder gleichbleibende Achsübersetzungen aus bestehenden Traktorgetriebe-Programmen verwendbar.

Um eine optimale Ausnutzung der Hydrostat-Leistungskapazität zu erzielen, wird getriebeeingangsseitig eine Drehzahl-Anpassungsstufe 254 Fig. 15 bzw. ein Hochtreiber-Getriebe HT Fig. 22 verwendet, welcher insbesondere bei Anwendung im Traktor eine Drehzahlanhebung von der ersten Eingangswelle 252; 1ca auf die nächste Eingangswelle 1c ermöglicht, welche als Eingangswelle für das hydrostatische Leistungsverzweigungsgetriebe dient.

Der Funktionsablauf des Getriebes gem. Fig. 15 und 22 stellt sich, wie in Diagramm Fig. 16 dargestellt, derart dar, daß nach gestartetem Motor und getätigter Fahrtrichtungsvorwahl das Verstellvolumen der ersten hydrostatischen Verstelleinheit A, wie erwähnt, auf eine vorbestimmte negative Verstellgröße qA eingestellt ist, bei der das mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbundene Glied, Hohlrad 197 des Summierungsplanetengetriebes gegenüber dem mit der ersten Hydrostat-Einheit A verbundenem Sonnenrad 195 gegenläufige Drehrichtung in einem Drehzahlverhältnis aufweisen, welches derart abgestimmt ist, daß das mit der Abtriebswelle 198 verbundene Glied, Steg 196 des Summierungsplanetengetriebes die Drehzahl "Null" aufweist. Nach Beginn der Hydrostat-Verstellung aus vorgenannter negativer Verstellgröße qA auf "Null" q0 und darüber hinaus bis zu seiner maximalen positiven Endstellung qmax wird der gesamte Vorwärtsbereich durchfahren, wobei an vorgenannter Endstellung qmax alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes Gleichlauf erreicht haben, vorausgesetzt, daß beide Hydrostat-Einheiten A und B gleiche Verstellgröße aufweisen. Ist die zweite Hydrostat-Einheit B als Verstelleinheit ausgerüstet, kann die Abtriebsdrehzahl weiter

erhöht werden durch Verringerung dessen Stellvolumens, wie in Diagramm 17 aufgezeigt. Der Rückwärtsfahrbereich "R" wird nach entsprechender Fahrtrichtungsvorwahl durch Vergrößerung des negativen Stellvolumens der ersten Hydrostat-Einheit A ab vorgenannter negativer Einstellung  $q_A$  bei Fahrgeschwindigkeit "Null" bis zu seiner maximalen negativen Endeinstellung  $-q_{max}$ , was der maximalen Endgeschwindigkeit bzw. Endübersetzung entspricht, durchfahren. Bei alternativer Anwendung einer verstellbaren Hydrostat-Einheit B kann auch die Rückfahrgeschwindigkeit um den Geschwindigkeitsteil RS (siehe Fig. 17) weiter erhöht werden.

Der besondere Vorteil dieser Getriebe-Ausführung besteht darin, daß eine sehr einfache und kostengünstige Bauweise erzielt wird und keine Kupplung zum Schalten von Schaltbereichen erforderlich ist, was insbesondere für Traktoren bzw. Arbeitsmaschinen niedriger Leistungsklassen vorteilhaft anwendbar ist.

Wie aus Diagramm Fig. 16 zu erkennen ist, ist gemäß der Erfindung das Getriebe so ausgelegt, daß im Hauptbetriebsbereich des Traktors, der zwischen 5 und 10 km/h liegt, die Hydrostat-Drehzahl  $n_B$  sehr niedrig und somit der Wirkungsgradbestimmende hydraulische Leistungsanteil relativ gering ist. Bei Hauptbetriebsgeschwindigkeit 8 km/h beträgt die Hydro-Motor-Drehzahl  $n_{Hy}$  bzw.  $n_B$  nur 20% der maximalen Hydrostat-Drehzahl bei gleichzeitig günstigen Hydrostat-Drücken  $\Delta p$ . Desweiteren sieht die Erfindung vor, daß die Steuer- und Regeleinrichtung im Hauptbetriebsbereich die verbrauchsoptimale Motor-Drehzahl, die zwischen 60 und 80% der Nenndrehzahl liegt, automatisch einregelt. Bei Auslegung der Endgeschwindigkeit auf 22 km/h bei geschaltetem Arbeitsbetrieb "A" kann die verbrauchsgünstige Motordrehzahl bei ca. 80% der Nenndrehzahl, bei der bei Traktor-Motoren nahezu die Maximalleistung erreicht ist, bis zu einer Arbeitsgeschwindigkeit von 17,5 km/h ausgenutzt werden. Zur Ausnutzung der Maximalgeschwindigkeit wird die Motordrehzahl bis zu seiner Nenndrehzahl bis Ende des Geschwindigkeitsbereiches  $V_X$  angehoben zur Erfüllung der traktorspezifischen Endgeschwindigkeits-Verhältnisse Vorwärts  $V_{max}$  zu Rückwärts  $R_{max}$ , ist gemäß der Erfindung vorgesehen, die Übersetzungsverhältnisse des Summierungsplanetengetriebes 194 so auszulegen, daß bei Übersetzung  $1/i = 0,25$  die Drehzahl der zweiten Hydrostat-Einheit B = 0 ist, entsprechend einer theoretischen Stellgröße "Null" des Hydrostat-Getriebes  $q_0$ . Die maximale Vorwärtsgeschwindigkeit ist bei dieser Aufteilung etwa doppelt so hoch als die Rückfahrgeschwindigkeit, was für den Traktor-Einsatz ein sehr günstiges Verhältnis bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" darstellt. Der Auslegungspunkt  $q_0$  kann je nach Anwendungsfall sinnvoll innerhalb eines Übersetzungsbereiches  $1/i = 0,2$  bis  $0,3$  festgelegt werden.

Um eine optimale Leistungsausnutzung des Hydrostat-Getriebes zu erzielen, ist dem Hydrostat-Getriebe 4c eine Drehzahlanpassungsstufe in Form eines Planetengetriebes als Hochtreiber oder in Form einer Zahnradstufe 254 gem. Fig. 15 oder Zahnradstufen wie in Fig. 22 dargestellt, z. B. mit zwei Zahnradstufen, insbesondere wenn koaxialer Getriebe-Eingang zum Hydrostaten 4c gefordert ist, dargestellt, zugeordnet. Bei Getriebe-Ausführung mit achsversetzter Anordnung des Differential-Getriebes und des Leistungsverzweigungsgetriebes zur Antriebswelle 252 ist eine Übersetzungsanpassung insbesondere zur Anpassung der günstigen Hydrostat-Drehzahl für die Hydrostat-Einheit (A) über eine entsprechende Drehzahlanpassungsstufe 254, wie in Fig. 15 alternativ gezeigt, vorgesehen. Bei dieser Getriebe-Ausführung gem. Fig. 15 ist es möglich, die Antriebswelle 252 mit der Zapfwelle 253 bzw. PTO-Anschluß zu verbinden. Das

stufenlose Leistungsverzweigungsgetriebe HVG gem. Fig. 33 ist zweckmäßigerweise als Inline-Getriebe ausgebildet, wobei das Hydrostat-Getriebe 4c und das Summierungsplanetengetriebe 194 koaxial zueinander angeordnet sind. Als gemeinsame Baueinheit kann dieses Getriebe über Befestigungseinrichtungen F4 in ein Hauptgehäuse eingesetzt werden. Das Gruppengetriebe GR ist vorteilhaft mit dem Achsgetriebe und Differential DIF kombiniert, ebenfalls als gemeinsame Baueinheit. Das Differential-Getriebe DIF kann achsversetzt, wie in Fig. 22 dargestellt oder achsgleich mit dem HVG (nicht dargestellt) durch eine entsprechende Stirnradstufe oder entsprechenden Aufbau des Gruppengetriebes GR aufgebaut sein. Die Anordnung der einzelnen Getriebe-Komponenten ist je nach Fahrzeugforderung, wie in Fig. 13 dargestellt, sehr vorteilhaft in Modulbauweise ausführbar.

Das Getriebe gem. Ausführung Fig. 3 bis 11 besteht aus dem Hydrostat-Getriebe 4c und dem Summierungsplanetengetriebe ohne separatem Wendegetriebe. Das Summierungsplanetengetriebe ist gemäß der Erfindung so ausgelegt, daß im ersten Vorwärtsfahrbereich der Rückwärtsbereich mit enthalten ist, wie im Drehzahlplan Fig. 24 dargestellt. Im ersten Schaltbereich B1 ist bei einer gewissen negativen Stellgröße des Hydrostaten entsprechend der Größe  $V_1$ , die zwischen der maximalen negativen Stellgröße und der Stellgröße "Null" liegt, die Fahrgeschwindigkeit "Null" gegeben. Je nach Getriebe-Auslegung bzw. je nach Fahrzeugforderung kann ein sehr kleiner Rückwärtsbereich realisiert werden, derart daß die zweite Hydrostat-Einheit B ein kleineres Schluckvolumen als die erste Hydrostat-Einheit A besitzt, so daß die Drehzahllinie  $n_B$  größer -1 werden kann, was einer gewissen Rückfahrgeschwindigkeit entspricht. Auch bei Auslegung der Hydrostat-Einheit als Verstell-Einheit ist dieser Effekt erzielbar.

Für den Traktorantrieb, insbesondere für den unteren Leistungsbereich, ist die Forderung nach einer kostengünstigen und auch wirkungsgradgünstigen Lösung besonders groß. Um diese Aufgabe zu erfüllen, sieht die Erfindung vor, ähnlich wie bei vorbeschriebenen Lösungen das Getriebe als Ein-Bereichsgetriebe auszubilden, wie in den Fig. 15 bis 22 dargestellt, um auf Schaltkupplungen bzw. Bereichskupplungen verzichten zu können. Darüber hinaus ist vorgesehen, die zweite Hydrostat-Einheit B als Verstelleneinheit auszubilden und das zugeordnete Gruppengetriebe GR; 250 so zu gestalten, daß bei geschalteter Arbeitsgruppe die Getriebe-Abtriebswelle 198 ohne Wälzleistungsverluste direkt mit der Ritzelwelle 249; 2c; 251 des Differentialgetriebes triebverbunden ist. Diese, insbesondere in Fig. 18 dargestellte Getriebe-Ausführung ist funktionsgleich mit der beschriebenen Ausführung gem. Fig. 15 und 22. Die zweite Hydrostat-Einheit B kann bei dieser Getriebe-Ausführung mit einer vereinfachten Verstelleneinrichtung ausgebildet werden, da nur ein begrenzter Stellweg bzw. Stellwinkel als Sekundärverstellung ausgenutzt werden muß. Zum Beispiel ist je nach dem Anforderungsprofil eine Verstellbarkeit der zweiten Hydrostat-Einheit B von Winkel 18 Grad auf 12 Grad ausreichend. Dies bedeutet, daß bei einem Auslegungsbeispiel, wie in Diagramm Fig. 17 dargestellt, durch die Sekundärverstellung, d. h. der Verstellbarkeit der zweiten Hydrostat-Einheit B eine Vergrößerung des Übersetzungsbereiches  $1/i$  um ca. 40%, d. h. von  $1/i = 1$  bis 1,4 für den Vorwärtsfahrbereich erzielt werden kann. Für den Rückwärtsbereich ist ebenfalls eine Erweiterung durch die Sekundärverstellung um einen Übersetzungsbereich  $1/i$  von -0,5 bis -0,87 gegeben. Durch die erfindungsgemäße Ausnutzung der genannten Sekundärregelung mittels der Verstellbarkeit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbindet sich also der wesentliche Vorteil, daß man mit kleineren und ko-

stengünstigeren Hydrostat-Einheiten auskommt und auf kostenintensive und verlustleistungsbehaftete Übersetzungsanpassungsstufen verzichtet werden kann. Durch die koaxiale Anordnung der Hydrostat-Einheiten A und B zur Antriebswelle 1c entfallen auch weitere Zahnradstufen zugunsten von Kosten, Bauraum und Wirkungsgrad. Um die Verlustleistung weiter zu reduzieren, sieht die Erfindung des weiteren vor, wie bereits beschrieben, daß das zugeordnete Gruppengetriebe für Arbeits- und Straßenschaltgruppen so ausgebildet ist, daß im bedeutsamen Arbeitsbetrieb bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" die Getriebe-Abtriebswelle 198 in direkter Triebverbindung mit der Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle 249; 210 des Differentialgetriebes steht.

Das Hydrostat-Getriebe 4c ist zur weiteren Wirkungsgradverbesserung mit einer formschlüssigen Niederhalterung der Gleitschuhe ausgebildet. Eine weitere Einrichtung zur Senkung der Verlustleistung sieht vor, daß die inneren Stabilisierungskräfte des Hydrostat-Getriebes drehzahl- und lastabhängig moduliert werden, wie in der europäischen Patentschrift EP 89 901 264 näher beschrieben. Im wirtschaftlichkeitsbestimmenden Drehzahlbereich zwischen 1.500 bis 1.800 UPM des Traktors ist somit auch guter Hydrostat-Wirkungsgrad gegeben.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig. 19 sieht vor, das Hydrostat-Getriebe 4c parallel zur Eingangswelle 1c versetzt anzuordnen, wobei die Triebverbindung zur ersten Hydrostat-Einheit A über eine Zahnradstufe 255 und die zweite Hydrostat-Einheit B über eine weitere Zahnradstufe 254 hergestellt wird. Die zweite Hydrostat-Einheit B ist hier ebenfalls als Verstelleinheit mit den genannten Vorteilen, wie aus Diagramm Fig. 17 ersichtlich, ausgebildet. Über die beiden Getriebestufen 255 und 254 fließt nur der hydrostatische Leistungsanteil mit entsprechend geringen Wälzleistungsverlusten. Die Triebwelle der ersten Hydrostat-Einheit A wird bei dieser Ausführungsform durch die zweite Hydrostat-Einheit B geführt, um gemäß der Erfindung kostengünstig ohne zusätzliche Zahnradstufe eine Zapfwelle 281 bzw. einen PTO-Anschluß mit motordrehzahlabhängiger Drehzahl zu ermöglichen.

Die Erfindung sieht eine Steuer- und Regeleinrichtung vor, welche es ermöglicht, auch während der Fahrt von einer zur anderen Gruppe zu schalten. Das Regelungssystem besitzt hierzu ein spezielles Gruppen-Schaltprogramm, welches vorsieht, daß, wie in Fig. 23 dargestellt, am Geschwindigkeits- bzw. Übersetzungspunkt der Arbeitsgruppe bzw. am Übersetzungs-/ Geschwindigkeitspunkt PA1, die Gruppenschaltung auf Neutralstellung und innerhalb einer von einer Verstellgeschwindigkeit abhängigen Zeitphase die Getriebe-Übersetzung zurückgeregelt wird, bis Synchronlauf der Kupplungsglieder der Straßengruppe erreicht ist, wonach automatisch die Straßengruppe einschaltet. Durch einen, bevorzugt elektronischen Drehzahlvergleich bzw. Drehzahlanpassung geeigneter Getriebeglieder mittels Drehzahl-Sensoren oder anderer bekannter Einrichtungen wird der Synchronpunkt der betreffenden Kupplungsglieder gesucht. Die Gruppenschaltung "S"- "A" wird also entsprechend automatisiert, wobei die Kupplung selbst als Reibkupplung oder Formschlußkupplung ausgebildet werden kann.

Zur Lösung der Aufgabe der Erfindung hinsichtlich Verbesserung des Getriebe-Wirkungsgrades und insbesondere hinsichtlich Verkleinerung des Bauraumes insbesondere zur Erzielung einer möglichst kurzen Bauweise wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, für die Bereichskupplungen, die hydraulisch betätigbare formschlüssige Kupplung bevorzugt mit Abweisverzahnung anzuwenden. Diese Kupplungsausführung ist in den Europäischen Patentschriften 0 276 255 und 0 343 197 näher beschrieben. Der Vorteil die-

ser Kupplung liegt darin, daß keine Schleppverluste, wie bei Lamellenkupplungen üblich, entstehen und darüber hinaus eine sehr kurze Bauweise erzielt wird. Die Kupplung K1 und K2, wie in den Getriebe-Ausführungen dargestellt, sowie weitere Schaltkupplungen sind im wesentlichen übereinander angeordnet, wobei insbesondere zwei Kupplungen oder auch drei Kupplungen ein gemeinsames Kupplungsglied besitzen (betreffend die Kupplung K3, K4 und K5). Als Reibkupplung kann eine bekannte Lamellenkupplung oder Konuskupplung, wie in der DE 19 14 724 in Fig. 42, 43, 44 dargestellt, Verwendung finden. Bei Anwendung von Reibkupplungen ist es sinnvoll, eine Kupplungsüberschneidung innerhalb der Schaltphase bzw. innerhalb der notwendigen Übersetzungsänderung vorzusehen.

Die Erfindung sieht für den automatischen Umschaltvorgang von der Arbeitsgruppe "A" auf die Straßengruppe "S" und umgekehrt von "S" auf "A" alternativ ein automatisch wirksames Regelprogramm vor (s. Fig. 23). Dieses Programm kann in Abhängigkeit eines oder mehrerer Betriebsparameter oder/und in Abhängigkeit vorgegebener Zeitparameter oder/und in Abhängigkeit wirtschaftlichkeitsbestimmender Faktoren, wie Getriebe-Wirkungsgrad oder/und Motor-Wirkungsgrad, automatisch in Funktion treten. Zum Beispiel kann eine Umschaltung von einer zur anderen Gruppe dann erfolgen, wenn die Regeleinrichtung erkennt, daß ein Betriebszustand in der anderen Schaltgruppe bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch oder/und bei günstigerem Geräuschverhalten gefahren werden kann. Beispielsweise wird bei einer Fahrgeschwindigkeit von 25 km/h (siehe dazu Fig. 23) und geschalteter Arbeitsgruppe A die Regeleinrichtung erkennen, daß dieser Betriebszustand in der Straßengruppe "S" bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch betrieben werden kann. Das Regelprogramm sieht hierfür vor, daß eine automatische Umschaltung von Gruppe "A" auf Gruppe "S" nach oben beschriebener Art ausgelöst wird. Das Auslösesignal kann auch manuell ausgelöst werden durch entsprechende Betätigungseinrichtung (Taster; Hebel). Bei automatischer Auslösung ist es vorteilhaft im Programm einen Zeitfaktor vorzusehen, d. h. daß der Umschaltvorgang erst nach einer vorbestimmten Verweildauer am entsprech. Übersetzungspunkt oder innerhalb eines begrenzten Übersetzungsbereiches oder/und einer gleichbleibenden Geschwindigkeit oder/und gleichbleibender Belastungswerte bzw. Betriebswerte ausgelöst werden kann. Um eine Lastunterbrechung weitgehend zu unterbinden, bzw. den Unterbrechungszeitraum auf ein Mindestmaß zu reduzieren, ist es zweckmäßig, die Gruppenschaltung über Reibkupplungen oder formschlüssige Kupplungen mit Abweisverzahnung, gemäß oben genanntem EP-Patent, zu verwenden.

Bei einer Hochschaltung von A auf S kann der erste Bereich voll ausgefahren werden, z. B. bis 30 km/h, wie in Fig. 23 dargestellt, wonach zur weiteren Geschwindigkeitserhöhung eine automatische Umschaltung in S erfolgt. Bei einer Rückschaltung wird das Signal zum Umschalten von Gruppe S auf Gruppe A im ungünstigsten Fall an einem Drehzahlpunkt PS2 auf PA2 nur unter der Voraussetzung erfolgen, wenn eine Mindestübersetzungsdifferenz  $\Delta i$  gegeben ist, welche verhindert, daß die erforderliche Abtriebsdrehzahl nicht über den Enddrehzahlpunkt PA1 hinausgeht. Eine Umschaltung in die jeweils andere Gruppe kann aber auch bei niedrigeren Geschwindigkeiten bzw. im unteren Übersetzungsbereich erfolgen, z. B. bei 15 km/h, wenn die Fahrregelungseinrichtung erkennt, daß dieser Geschwindigkeitspunkt in der jeweils anderen Schaltgruppe verbrauchsgünstiger gefahren werden kann. In der elektronischen Regeleinrichtung 5 sind zu diesem Zweck die entsprechenden Getriebe-Kennwerte und Motor-Kennwerte einprogrammiert, woraus es in Abhängigkeit zu der jeweiligen Ge-



triebe-Übersetzung und dem jeweiligen Belastungszustand, z. B. Hydrostat-Druck, Übersetzung, woraus auch der jeweilige hydrostatische Leistungsanteil erkennbar ist, und gegebenenfalls anderen Betriebswerten das Umschalt-Signal gebildet wird. Das stufenlose Getriebe mit vorbeschriebener Gruppenschaltung ist sowohl für Arbeitsmaschinen als auch Straßenfahrzeuge verschiedener Art anwendbar.

Die Umschaltung in den jeweils anderen Bereich erfolgt vorzugsweise nach einer definierten Verweildauer innerhalb eines definierten Übersetzungsbereiches, um ein zu häufiges Hin- und Herschalten von einem zum anderen Schaltbereich zu vermeiden. Die geeigneten Werte sind experimentell zu ermitteln. Beispielsweise könnte bei einem Transportbetrieb bei 25 km/h die Umschaltung auf die Straßengruppe 5 erst nach einer Verweildauer von ca. 30 Sekunden ausgelöst werden. Nach Auslösen eines Umschaltvorganges sollte sinnvollerweise der nächste Umschaltvorgang, nach einer längeren Verweildauer erfolgen. Eine lastabhängige Umschaltung vom Bereich S auf A hingegen sollte möglichst spontan erfolgen, um die spezifischen Belastungswerte, z. B. Hydrostat-Druck, auf entsprechend niedrigere Werte zu bringen.

Die Erfindung sieht desweiteren vor, daß eine optische oder/und akustische Anzeige vorgesehen ist, welche bei der jeweils geschalteten Gruppe anzeigt, ob dieser Betriebszustand in dieser Gruppe oder besser in der anderen Gruppe gefahren werden sollte. Über ein entsprechendes Lichtsignal oder/und Monitor oder/und akustische Anzeige, z. B. sprachliche Aufforderung bzw. Hinweis, könnte an den Fahrer eine entsprechende Information ergehen, ob ein Gruppenwechsel sinnvoll ist. Für den automatischen Gruppenwechsel können je nach gewählter Art die Kupplungen – ob kraft- oder formschlüssige Kupplung – die Schalteinrichtungen, wie bei Lastschaltgetrieben bzw. bei automatisch schaltbaren Stufengetrieben bekannt, verwendet werden.

Ob die Gruppen-Umschaltung automatisch oder manuell erfolgen soll, kann gem. der Erfindung der Fahrer durch entsprechende Vorwahl über entsprechende Vorwahl-Einrichtungen entscheiden.

Die Getriebe-Ausführungen gem. Fig. 25 bis 29 sind mit einem eingangsseitigen Planeten-Differential-Getriebe 256; 263; 268 ausgeführt. Die Eingangsleistung wird bei diesen Getriebe-Ausführungen am Getriebe-Eingang im genannten Planeten-Differential in einen mechanischen und einen hydrostatischen Leistungszweig aufgeteilt und vor dem Getriebe-Ausgang auf die Ausgangswelle 168 aufsummiert. Das Hydrostat-Getriebe 4c besteht aus einer ersten Hydrostat-Einheit A verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit B ebenfalls verstellbaren Volumens. Das Planeten-Differential ist als dreiwelliges Planetengetriebe ausgebildet, wobei die erste Welle mit der Antriebswelle 1c, die zweite Welle mit der ersten Hydrostat-Einheit A und die dritte Welle mit der Abtriebswelle 168 und der zweiten Hydrostat-Einheit B triebverbunden ist.

Bei Anwendung dieser Getriebe-Ausführung in einem Traktor ist die Kombination mit einem Gruppen-Schaltgetriebe 250; 250a; 250b; 250c vorgesehen, wobei eine Arbeitsstufe "A" und eine Straßengruppe "S" schaltbar ist.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig. 25 mit vorgenanntem eingangsseitig angeordneten Planeten-Differentialgetriebe 256 ist derart ausgeführt, daß die Antriebswelle 1c mit der Stegwelle 257, die erste Hydrostat-Einheit A mit dem Hohlrad 258 und das Sonnenrad 259 mit der Abtriebswelle 168 sowie der zweiten Hydrostat-Einheit B triebverbunden ist.

Über eine erste Getriebestufe 260 wird das Hohlrad 258 mit der ersten Hydrostat-Einheit A und über eine zweite Getriebestufe 261 die zweite Hydrostat-Einheit B mit der Abtriebswelle 168 in Triebverbundung gebracht.

Im Hinblick auf eine kosten- und bauraumgünstige Bauweise sind erfindungsgemäß, wie in den Fig. 25 bis 29 dargestellt, die Eingangswelle bzw. Antriebswelle 1c, das Planetendifferential und die Abtriebswelle 168 koaxial zueinander angeordnet und das Hydrostat-Getriebe 4c mit den beiden Verstelleinheiten A und B parallel versetzt zur Eingangswelle 1c plaziert.

Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig. 26 ist die Antriebswelle 1c mit dem Sonnenrad 264, das Hohlrad 265 mit der ersten Hydrostat-Einheit A und die Stegwelle 266 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B sowie der Abtriebswelle 168 triebverbunden. Das Hydrostat-Getriebe 4c ist ebenfalls achsversetzt zur Antriebswelle angeordnet, wobei eine erste Stirnradstufe 260 die erste Hydrostat-Einheit A mit dem Hohlrad verbindet und eine zweite Getriebestufe 261 die Abtriebswelle 168 und die Stegwelle 266 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B in Triebverbundung bringt.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig. 27 unterscheidet sich durch die andere Art des eingangsseitig angeordneten Planeten-Differentials 268. Bei diesem Getriebe ist die Antriebswelle 1c mit dem Hohlrad 269 verbunden. Die Stegwelle 271 stellt die Triebverbundung mit der Abtriebswelle 168 und der zweiten Hydrostat-Einheit B her. Die erste Hydrostat-Einheit A ist mit dem Sonnenrad 260 in Triebverbundung. Auf der Stegwelle 271 sind ineinandergreifende Planetenräder 272 und 273 angeordnet, welche einerseits mit dem Hohlrad 269 und andererseits mit dem Sonnenrad 270 in Eingriff stehen. Bei dieser Getriebe-Ausführung ist bei koaxialer Anordnung der Antriebswelle 1c zur Ausgangs- bzw. Ritzelwelle 249 im Arbeitsbetrieb bei geschalteter Arbeitsstufe "A", wie auch bei Ausführung nach Fig. 25, eine Übersetzungsanpassung durch entsprechende Getriebestufen (247, 248) bzw. einer Getriebestufe 248, wie dargestellt, vorgesehen. Im Straßenbetrieb bei geschalteter Straßengruppe "S" kann eine direkte Verbindung der Abtriebswelle 168 zur Ritzelwelle 249 des Differential-Getriebes hergestellt werden.

Der Funktionsablauf der Getriebe-Ausführungen gem. Fig. 25 bis 29 ist jeweils gleich. Im Anfahrzustand ist die zweite Hydrostat-Einheit B auf maximales Fördervolumen eingestellt, wobei die erste Hydrostat-Einheit A auf Fördervolumen "0" steht. Im Anfahrzustand erfolgt die Leistungsübertragung rein-hydrostatisch durch Verstellen der ersten Hydrostat-Einheit A in positive Verstellrichtung für Vorwärtsfahrt. Nach oder auch vor Erreichen der maximalen Verstellgröße der Hydrostat-Einheit A erfolgt die weitere Geschwindigkeitserhöhung durch Rückstellung der Hydrostat-Verstellung der zweiten Hydrostat-Einheit B. Bei Erreichen des Fördervolumens "0" der zweiten Hydrostat-Einheit B ist der Förderstrom innerhalb des Hydrostat-Getriebes A und B auf "Null" gesetzt, wodurch auch die Getriebe-Stufe 260 und das mit ihr verbundene Planetengetriebeeglied steht. In diesem Zustand wird die Leistung rein-mechanisch übertragen. Bei weiterer Verstellung in den negativen Verstellbereich der zweiten Hydrostat-Einheit B kann eine weitere Geschwindigkeitserhöhung erreicht werden, wodurch hydraulische Blindleistung im Getriebesystem erzeugt wird.

Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig. 25 und 27 ist das Abtriebsdrehzahlniveau der Abtriebswelle 168 relativ hoch, was bedeutet, daß im Arbeitsbetrieb bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" eine Übersetzungsanpassung durch entsprechende Übersetzungsstufen 247, 248 oder eine Übersetzungsstufe 248; 250a an die Abtriebswelle bzw. Ritzelwelle 249 notwendig ist. Bei geschalteter Straßengruppe "S" kann eine direkte Triebverbundung der Getriebe-Ausgangswelle 168 zur Ritzelwelle 249 des Achs-Differential-Getriebes hergestellt werden.

Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig. 26 hingegen ist durch

die Ausbildung des Planeten-Differentials **263** erfindungsgemäß die Abtriebsdrehzahl der Abtriebswelle **168** relativ niedrig, so daß im Arbeitsbetrieb bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" eine direkte Verbindung der Getriebe-Abtriebswelle **168** mit der Ritzelwelle **249** hergestellt werden kann und dadurch Wälzleistungsverluste innerhalb des Gruppenschaltgetriebes **250** im wirtschaftlichkeitsbedeutenderem Arbeitsbetrieb entfallen.

Zur Optimierung von Kosten, Bauraum und Wirkungsgrad wurde die Aufgabe zugrundegelegt, mit einer Mindestanzahl an Zahnrädern bzw. Zahnradstufen bei möglichst einfacher Bauweise auszukommen. Außerdem sollten die einzelnen Bauelemente auf möglichst wenig Achsen verteilt sein und eine kompakte Bauweise ermöglichen. Bei Getriebe-Ausführung **27** bis **29** wird erfindungsgemäß für das Gruppenschalt-Getriebe **250a**; **250b** neben der Schalteinrichtung nur eine Zahnradstufe **248** benötigt. Um dies zu erreichen, wird erfindungsgemäß die Abtriebswelle **168** jeweils in einer Gruppen-Schaltstufe "A" oder "S" direkt mit der Getriebe-Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle **249** und gegebenenfalls dem Kegelradritzel **261** des Achsdifferential-Getriebes gekoppelt. Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig. **27** und **28** sind zu diesem Zweck die Antriebswelle **1c**, die Getriebe-Abtriebswelle **168** und die Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle **249** ebenfalls koaxial zueinander angeordnet, wobei jedoch die Verbindung zur Getriebestufe **248** des Gruppenschaltgetriebes **250a** über eine Zwischenwelle **285** mit der Ausgangswelle der zweiten Hydrostat-Einheit B verbunden ist. Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig. **29** ist die Getriebe-Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle **249** achsversetzt zur Eingangswelle **1c** und der Abtriebswelle **168** angeordnet. Die Getriebe-Abtriebswelle **168** ist bei dieser Ausführungsform ebenfalls kostengünstig mit einem Zahnrad der Getriebestufe **248** des Gruppenschalt-Getriebes **250b** verbunden, wobei einem der geschalteten Betriebszustände Arbeitsgruppe "A" oder Straßengruppe "S" über die Schalteinrichtung die Abtriebswelle **285** der zweiten Hydrostat-Einheit B direkt mit der Getriebe-Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle **249** verbindbar ist.

Um die Vorteile der modularen Bauweise auszuschöpfen, sieht die Erfindung vor, das stufenlose Leistungsverzweigungsgetriebe gem. Fig. **15**; **18**; **19**; **25** und **26** als gemeinsame Getriebe-Einheit **277**; **278**; **287** auszuführen, welche, wie eingangs erwähnt, in das Grundgetriebe bzw. das Grundgehäuse, z. B. eines Traktors auf einfache und zeitsparende Weise ein- und ausbaubar ist. Die Erfindung sieht desweiteren vor, auch das Gruppen-Schaltgetriebe **250**; **250a**; **250b** mit dem stufenlosen Getriebeteil **277**; **278**; **287** zu kombinieren bzw. zu integrieren wie in Fig. **27**; **28**; **29** dargestellt. Je nach Kundenforderung ist es also möglich, das stufenlose Leistungsverzweigungsgetriebe mit oder ohne dem Gruppen-Schaltgetriebe in jeweiliger Form eines abgeschlossenen Getriebe-Moduls zu liefern. Auch die elektronischen, hydrostatischmechanischen Steuerungs- und Regelungs-Elemente sind gem. der Erfindung in den vorgenannten Getriebe-Baueinheiten je nach der Kundenforderung mit integriert.

Mit dem Ziel, eine möglichst kurze Bauweise zu erreichen, sind die beiden Hydrostat-Einheiten A und B, wie in Fig. **28** und **29** dargestellt, versetzt zueinander angeordnet.

Die Hydrostat-Einheiten A und B können in Schrägschreiben- oder Schrägachsen-Ausführung Anwendung finden. Sinnvoll ist gemäß der Erfindung, die erste Hydrostat-Einheit A als Schrägschreiben- und die zweite Hydrostat-Einheit B in Schrägachsen-Bauweise auszuführen. Bei allen Ausführungsformen ist es gem. der Erfindung vorteilhaft, beide Hydrostat-Einheiten A und B unabhängig von der Art ihrer Anordnung, ob hintereinander oder versetzt nebenein-

ander, in einem gemeinsamen Gehäuse zu integrieren.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig. **20** sieht vor, das Gruppen-Schaltgetriebe **250c** in Planetenbauweise auszuführen, wobei über eine Kupplung KA die Getriebe-Abtriebswelle **168** mit der Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle **249** koppelbar ist. Beim Schalten der anderen Schaltstufe "A" bzw. "S" wird ein Glied, z. B. Sonnenrad **282** des Planetengetriebes über eine Kupplung oder Bremse KS mit dem Gehäuse verbunden.

Auch für die Getriebe-Ausführung gem. Fig. **25** und **26** ist das Gruppenschaltgetriebe **250c** in Planetenbauweise erfindungsgemäß anwendbar.

Eine weitere Getriebe-Ausführung gem. Fig. **21** zeichnet sich gem. der Erfindung dadurch aus, daß dem Hydrostat-Getriebe **4c** ein Summierungsplanetengetriebe **291** zugeordnet ist, welches so ausgebildet ist, daß der volle positive und negative Verstellbereich der ersten Hydrostat-Einheit A allein für die Vorwärtsfahrt-Richtung ausnutzbar ist. Der besondere Vorteil liegt darin, daß durch die Leistungsverzweigung nahezu eine Verdoppelung der Getriebe-Eckleistung dieses, als Einbereichs-Getriebe ausgebildetes Getriebe erzielt wird. Für den Rückwärtsbereich ist ein separates Wendegetriebe **300** vorgesehen, welches je nach den geforderten Bedingungen gleiche oder unterschiedlich große Vorwärts-/Rückwärts-Fahrgeschwindigkeiten und Zugkräfte haben kann. Das Summierungsplanetengetriebe **291** ist hier mit zwei Sonnenrädern **292** und **293**, einer Stegwelle **294**, auf die ineinandergreifende Planetenräder **296** und **295** angeordnet sind, ausgebildet. Das erste Sonnenrad **292** ist mit der Antriebswelle **1c** und der ersten Hydrostat-Einheit A, das zweite Sonnenrad **293** mit der zweiten Hydrostat-Einheit B und die Stegwelle **294** mit der Abtriebswelle **168** verbunden. Die auf der Stegwelle angeordneten ineinandergreifenden Planetenräder **295** und **296** greifen einerseits in das erste Sonnenrad **292** und andererseits in das zweite Sonnenrad **293** ein. Anstelle der Sonnenräder **292** und **293** können auch nicht dargestellte Hohlräder Verwendung finden, welche entsprechend von außen in die beiden Planetenräder **296** und **295** eingreifen. Das Hydrostat-Getriebe **4c** besteht aus einer ersten Hydrostat-Einheit A, verstellbaren Volumens, und einer zweiten Hydrostat-Einheit B, konstanten oder verstellbaren Volumens.

Der Funktionsablauf des Getriebes **21** stellt sich derart dar, daß im Anfahrzustand die Hydrostat-Einheit A auf negatives, bevorzugt nahezu maximales negatives Stellvolumen eingestellt ist. Das erste Sonnenrad **292** hat gleiche Drehzahl wie die Antriebswelle **1c**, wobei gleichzeitig die zweite Hydrostat-Einheit B und das mit ihr verbundene zweite Sonnenrad **293** gegenläufige Drehrichtung mit nahezu gleicher Drehzahl als die Antriebswelle **1c** bei stehender Stegwelle und Abtriebswelle **294**, **168**. Der gesamte Übersetzungsbereich kann nun durchfahren werden durch Rücknahme der Hydrostat-Verstellung der Hydrostat-Einheit A bis "0" und darüber hinaus bis zu seinem positiven Stellende, an dem die beiden Sonnenräder **292** und **293** nahezu gleiche Drehzahl in gleiche Drehrichtung erreicht haben. Alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes **291** haben in diesem Betriebspunkt Synchronlauf. Über ein zugeordnetes Wendegetriebe **300** bekannter Art wird der Rückwärtsbetrieb bzw. Wendebetrieb ermöglicht. Diese Getriebe-Ausführung eignet sich für verschiedene Fahrzeugausführungen, insbesondere für Arbeitsmaschinen. Das zugeordnete Getriebe **300** ist auch als Gruppen-Schaltgetriebe, z. B. mit einer Arbeits- und Straßengruppe bzw. Schnell- und Langsamgruppe oder/und dem genannten Wendegetriebe für Vorwärts-/Rückwärtsfahrt ausführbar.

Auch diese Getriebe-Ausführung gem. Fig. **21** ist, wie alle vorgenannten Getriebe-Ausführungen, gemäß der Erfin-

dung nach Art der Modulbauweise als gemeinsame Baueinheit mit oder ohne dem nachgeordneten Gruppengetriebe 300 bzw. 250c ausführbar und in Form eines selbständigen Getriebes mit einer beliebigen Achse kombinierbar oder in ein Grundgehäuse oder einen Fahrzeugrahmen eines Fahrzeugs einbaubar.

Die Erfindung sieht desweiteren ein Getriebe-System, gem. Fig. 31 bis 36, mit wenigstens zwei Vorwärts- und zwei Rückwärtsbereichen vor, bei dem der erste Vorwärts- und der erste Rückwärtsbereich rein-hydrostatisch und der zweite Vorwärts- und zweite Rückwärtsbereich leistungsverzweigt arbeitet.

Dieses Getriebe-System zeichnet sich gemäß der Erfindung dadurch aus, daß annähernd gleiche Vorwärts-/Rückwärts-Verhältnisse hinsichtlich Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit erreichbar sind, was insbesondere den Forderungen bei Arbeitsmaschinen entspricht. Besondere Vorteile ergeben sich für den Shuttle-Betrieb, da die Umschaltung von Vorwärts auf Rückwärts und umgekehrt ohne Kupplungswechsel über das Hydrostat-Getriebe erfolgen kann.

Ein Getriebe mit einem ersten hydrostatischen Vorwärts- und Rückwärtsbereich sowie einem anschließenden zweiten hydrostatisch-mechanischen Vorwärtsbereich ist bereits aus der DE-35 33 193 und DE-35 36 335 bekannt. Diese Getriebe haben jedoch den Nachteil, daß nur ein kleiner Rückwärtsbereich in rein-hydrostatischem Betrieb möglich ist. Dieses Getriebe ist somit für die Anforderung bei Arbeitsmaschinen wie Traktoren und Baumaschinen nicht geeignet aufgrund der zu geringen Rückfahrgeschwindigkeit.

Aufgabe der Erfindung gem. Fig. 31 bis 36 ist es, ein stufenloses Getriebe insbesondere für Arbeitsmaschinen zu schaffen, welches besonders für den Shuttle-Betrieb geeignet ist und darüber hinaus annähernd gleiche Vorwärts-/Rückwärtsverhältnisse hinsichtlich Fahrgeschwindigkeit und der Zugkräfte besitzt.

Diese Aufgabe wird durch das Getriebe-System, wie in den Fig. 31 bis 36 dargestellt und wie in den entsprechenden Hauptansprüchen und den dazugehörigen Unteransprüchen beschrieben, gelöst. Es besteht aus einem Hydrostat-Getriebe 4c mit einer ersten Hydrostat-Einheit A verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit B bevorzugt konstanten Volumens, sowie einem Summierungsplanetengetriebe 201; 202; 203; 204; 214, wobei eine erste Welle W1; 226 des Summierungsplanetengetriebes mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbunden ist, eine zweite Welle W2; 228; 224; 233 mit zwei gegenläufig drehenden Getriebe-Gliedern 218 u. 219, welche mit der Eingangswelle 1c; 210; 210a in Triebverbindung stehen über zwei Kupplungen K2V und K2R wechselweise verbindbar ist und eine dritte Welle W3; 223; 227 mit der Ausgangswelle 211 verbunden ist. Im ersten Vorwärtsfahrbereich und ersten Rückwärtsfahrbereich wird die Leistung rein-hydrostatisch übertragen, wobei durch eine geschlossene Kupplung K1 eine Triebverbindung mit der Ausgangswelle 211 hergestellt wird. Am Ende des ersten Schaltbereiches bei nahezu maximaler Verstellgröße und erreichtem Synchronlauf wird die Kupplung K2V geschlossen und die Kupplung K1 geöffnet, wonach der zweite Vorwärtsfahrbereich durch Rückstellung des Hydrostat-Getriebes bis zu seiner negativen Endstellung der zweite Vorwärtsfahrbereich durchfahrbar ist. Im Rückwärtsbetrieb ist der Funktionsablauf identisch mit dem Vorwärtsfahrbereich, wobei jedoch nach Erreichen der entsprechenden negativen Endstellung bei nahezu maximaler Stellgröße des Hydrostat-Getriebes die Glieder der Kupplung K2R Synchronlauf erreicht haben und nach erfolgtem Schließen dieser Kupplung K2R und Öffnen der Kupplung K1 der zweite Rückwärtsfahrbereich durch nachfolgender Hydrostat-Rückstellung auf "Null" bis zu seinem positiven End-

stellpunkt angeschlossen und durchfahren werden kann. Die beiden Getriebeglieder bzw. Eingangswellen 218 und 219 haben, wie erwähnt, gegenläufige Drehrichtungen, wobei die erste Eingangswelle 218 für den zweiten Vorwärtsfahrbereich und die zweite Eingangswelle 219 für den zweiten Rückwärtsfahrbereich zur Leistungsübertragung des mechanischen Leistungszweiges dienen.

Der Funktionsablauf stellt sich derart dar, daß nach gestartetem Motor und vorgewählter Fahrtrichtung für Vorwärtsfahrt bei Hydrostat-Verstellvolumen "Null" und stehender erster Welle W1; 226 des Summierungsplanetengetriebes die Kupplung K1 geschlossen wird. In diesem Zustand ist die Abtriebswelle der zweiten Hydrostat-Einheit B mit der Abtriebswelle 211 des Getriebes in Triebverbindung. Der erste Fahrbereich wird nun durch entsprechende Hydrostat-Verstellung reinhydrostatisch bis zu seiner Bereichsgrenze, was nahezu der maximalen Verstellgröße des Hydrostaten entspricht, durchfahren bis die zweite Welle 224 des Summierungsplanetengetriebes Synchronlauf mit dem ersten Eingangsmitglied bzw. Eingangswelle 218 erreicht hat. In diesem Zustand erfolgt nun die Schaltung vom ersten in den zweiten Fahrbereich durch Schließen der Kupplung K2V und Öffnen der Kupplung K1. Nun schließt der zweite Fahrbereich an durch entsprechende Hydrostat-Rückstellung bis "Null" und darüber hinaus bis Ende des zweiten Schaltbereiches bei maximaler negativer Endstellung des Hydrostat-Getriebes. Der Funktionsablauf im Rückwärtsbereich ist identisch mit dem oben beschriebenen Vorwärtsfahrbereich, wobei bei Fahrgeschwindigkeit "Null" und vorgewählter Fahrtrichtung "Rückwärts" der Hydrostat im ersten Schaltbereich in negativer Richtung verstellt bis zu seinem entsprechenden Verstell-Endpunkt, an dem die zweite Welle W2; 223; 228; 233 des Summierungsplanetengetriebes Synchronlauf mit der zweiten Eingangswelle 219 erreicht hat. Nach Schließen der Kupplung K2R und Öffnen der Kupplung K1 kann nun der zweite Rückwärts-Fahrbereich anschließen durch entsprechende Hydrostat-Rückstellung in positive Verstell-Richtung, wobei am Ende der maximalen positiven Hydrostat-Stellgröße der Entübersetzungspunkt des zweiten Rückwärtsfahrbereiches erreicht ist.

Das Summierungsplanetengetriebe 201 bis 204 und 214 ist gem. der Erfindung verschiedenartig ausführbar, um verschiedenen fahrzeugspezifischen Forderungen hinsichtlich Zugkraft und Wirkungsgrad gerecht zu werden. Je nach Ausführungsform sind unterschiedliche Verhältnisse der Bereichsgrößen von Bereich 1c und 2 realisierbar.

Bei Summierungsplanetengetriebe 201 Fig. 31 ist die zweite Welle W2 als Stegwelle 224 ausgebildet, auf der ineinandergreifende Planetenräder 221 und 220 angeordnet sind. Die erste Welle W1; 226 ist mit einem in erste Planetenräder 220 eingreifenden Sonnenrad 222 verbunden. Die dritte Welle W3; 211 steht mit einem in zweite Planetenräder 221 eingreifenden Sonnenrad 223 in Triebverbindung.

Das Summierungsplanetengetriebe 202 gem. Fig. 33 u. 31 besteht aus zwei Planetengetriebestufen P1 und P2, wobei die erste Welle W1; 226 mit einem Hohlrad 229 der ersten Planetenstufe, die zweite Welle W2; 228 mit der Stegwelle der ersten Planetenstufe P1 und dem Hohlrad 229 der zweiten Planetengetriebestufe gekoppelt ist und die dritte Welle W3; 211 mit der Stegwelle 227 der zweiten Planetenstufe P2 verbunden ist. Das Sonnenrad 232 und das Sonnenrad 231 der ersten und der zweiten Planetengetriebestufe P1 und P2 sind miteinander gekoppelt.

Das Summierungsplanetengetriebe 203 gem. Fig. 35 sieht vor, daß die zweite Welle W2 als Stegwelle 238 ausgebildet ist, auf der ineinandergreifende Planetenräder 239 und 240 angeordnet sind und die erste Welle W1; 226 mit einem in

Planetenräder **239** eingreifenden Hohlrad **242** verbunden ist und die dritte Welle **W3**; **211** ein Hohlrad **241** darstellt, welches mit den anderen Planetenrädern **240** kämmt.

Das Summierungsplanetengetriebe **204** gem. Fig. 36 ist als normale Planetengetriebe-Einheit ausgebildet, bei der die erste Welle ein Sonnenrad **234a**, die zweite Welle der Steg **233** und die dritte Welle das Hohlrad **235a** darstellt.

Das Summierungsplanetengetriebe **214** Fig. 36 ist ebenfalls eine einfache Planetengetriebe-Einheit, bei der die erste Welle **W1**; **236** mit dem Hohlrad **235**, der Steg **233** mit der zweiten Welle **W2** verbunden ist und das Sonnenrad **234** mit der dritten Welle **W3**; **211** gekoppelt ist.

Das Summierungsplanetengetriebe **201**; **202** und **203** eignet sich besonders für Fahrzeuge, bei denen die hydraulische Blindleistung nicht oder nur unwesentlich größer ist als die Getriebe-Eingangsleistung. In Kombination dieses Getriebes mit einem Gruppen-Schaltgetriebe, bei dem ein Arbeitsbetrieb mit niedriger Fahrgeschwindigkeit und ein Straßenbetrieb mit höherer Fahrgeschwindigkeit vorwählbar bzw. schaltbar ist, kann der Hauptarbeitsbetrieb, z. B. bei Anwendung beim Traktor in den wirkungsgradgünstigen Schaltbereich mit Leistungsverzweigung gelegt werden. Das Summierungsplanetengetriebe **204** gem. Fig. 36 erlaubt nur einen sehr kleinen leistungsverzweigten zweiten Schaltbereich mit dem Vorteil sehr niedriger hydraulischer Leistungsanteile. Das Summierungsplanetengetriebe **214** gem. Fig. 36 hat hingegen einen sehr großen zweiten Schaltbereich mit hydrostatischer Leistungsverzweigung mit dem Nachteil, daß im Anfangsbereich des zweiten Schaltbereiches eine relativ hohe hydraulische Blindleistung auftritt.

Die Kupplungen **K2V** und **K2R** können nebeneinander oder in platzsparender Bauweise übereinander, wie in Fig. 34 und 36 dargestellt, angeordnet sein. Die Kupplung **K1** kann, wie in den Fig. 31 bis 36 dargestellt, getrennt von den Kupplungen **K2V** und **K2R** oder nebeneinander in nicht dargestellter Weise plaziert sein, wobei z. B. **K1** auch neben den Kupplungen **K2V** und **K2R** liegen kann, wobei zwei Glieder des Summierungsplanetengetriebes miteinander gekoppelt werden, um Blockumlauf zu realisieren. Alle drei Kupplungen können damit ein Kupplungspaket bilden.

Die Erfindung gemäß den Getriebe-Ausführungen Fig. 31 bis 36 erlaubt eine weitgehende Anpaßbarkeit an verschiedene fahrzeugspezifische Einbaubedingungen und Bauformen. Wie in den Zeichnungen dargestellt, sind die Getriebe-Hauptgruppen – Hydrostat-Getriebe **4c**, Summierungsplanetengetriebe **201** bis **204** und **214** sowie die Bereichskupplungen **K1**, **K2V** und **K2R** – kosten- und bauraumgünstig koaxial zueinander angeordnet bzw. in dieser Anordnung ausführbar und gegebenenfalls als gemeinsame Baueinheit als komplettes hydrostatisches Verzweigungsgetriebe **HVG** in das Hauptgehäuse eines Fahrzeuges, z. B. eines Traktors, ein- und ausbaubar. Der Getriebe-Antrieb kann über die koaxiale Antriebswelle **210** oder achsversetzt über eine Antriebswelle **210a** und eine Getriebestufe **207** erfolgen. Die Antriebswelle **210a** kann gleichzeitig mit einer Zapfwelle **216** bzw. einem PTO kostengünstig gekoppelt werden. Auch ist es möglich, wie in Fig. 32 dargestellt, die Zapfwelle **216** bzw. PTO an die durch die zweite Hydrostat-Einheit **B** führende Antriebswelle der Hydrostat-Einheit **A** anzuschließen.

Die Erfindung sieht vor, die Getriebe-Ausführungen, wie oben erwähnt, mit einem Gruppengetriebe **GR**; **250** wie in Fig. 15 und anderen dargestellt, auszurüsten bzw. zu kombinieren, um einen Arbeits- "A" und einen Straßenbetrieb "S" vorwählen zu können. Dies hat den Vorteil, daß bei vorgewähltem Arbeitsbetrieb "A" entsprechend hohe Zugkräfte und außerdem im Hauptbetriebspunkt, z. B. bei 8 km/h, beim Traktor der zweite hydrostatisch-mechanische Fahrbe-

trieb mit gutem Getriebe-Wirkungsgrad aktivierbar ist. Bei Schaltung der Straßengruppe "S" ist die Maximal-Geschwindigkeit des Traktors, z. B. 50 km/h, möglich. Gemäß der bereits beschriebenen Erfindung ist auch eine automatische Umschaltung von Arbeit- auf Straßenbetrieb und umgekehrt während der Fahrt möglich wie in Drehzahlplan Fig. 23 dargestellt und an früherer Stelle genauer beschrieben.

Die Erfindung zeichnet sich besonders dadurch aus, daß nach Art des Baukastensystems eine Getriebe-Familie, z. B. für einen Leistungsbereich von 70 bis 120 PS, realisierbar ist, wie in Fig. 13 dargestellt, und mit einer Planetenschaltwalze **PSW**, welche das Summierungsplanetengetriebe und gegebenenfalls Schaltkupplungen zum Schalten von Schaltbereichen enthält, mit wenigstens zwei Hydrostat-Baugrößen **4**; **4c** kombinierbar ist, wobei das Hydrostat-Getriebe mit den Hydrostat-Einheiten **A** und **B** mit einer durchgehenden Welle versehen ist, welche zum Antrieb eines Gliedes des Summierungsplanetengetriebes verbunden ist und wahlweise einen weiteren Durchtrieb für den Anschluß einer Zapfwelle bzw. eines PTOs enthält. Die Speise- und Versorgungspumpe **279** zur Versorgung des Hydrostat-Getriebes sowie der Steuerung/Regelung und Kupplungssteuerung ist mitintegriert und bevorzugt eingangsseitig am Hydrostat-Getriebe angeordnet. Das Hydrostat-Getriebe und die Planetenschaltwalze sind koaxial zueinander angeordnet und bilden mit der Speisepumpe und der Steuerung/Regelung eine gemeinsame Getriebe-Einheit, die einfach in ein Trägergehäuse oder einen Fahrzeugrahmen eines Traktors oder einer Arbeitsmaschine kosten- und zeitsparend ein- und ausbaubar ist.

#### Patentansprüche

1. Hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens mit einem Summierungsplanetengetriebe zum Aufsummieren der am Getriebe-Eingang in einen hydrostatischen und einen mechanischen Leistungszweig aufgeteilten Leistung mit einem oder mehreren Schaltbereichen, wobei im ersten Schaltbereich der erste Teile des Vorwärtsbereiches und der Rückwärtsbereich integriert ist, derart daß eine negative Teilverstellung der Hydrostat-Einheit (A) für Vorwärtsfahrt und der restliche negative Verstellbereich für Rückwärtsfahrt dient **dadurch gekennzeichnet**,

- daß eine Steuer- und Regeleinrichtung (Fig. 1) zugeordnet ist, welche über einen Drehzahlvergleich von wenigstens zwei rotierenden Getriebe-gliedern bewirkt, daß die Drehzahl der zweiten Hydrostat-Einheit B auf die genaue, für den Fahrzeugstillstand notwendige negative Drehzahlgröße ( $n_{P2}$ ) eingeregelt wird, so daß die zu schließenden Kupplungselemente der Kupplung (K1), je nach Getriebekonzept, stillstehen oder daß die zu verbindenden Kupplungsglieder der Kupplung (K1) im rotierenden Zustand Synchronlauf aufweisen,
- oder daß eine mechanische Fixiereinrichtung des Verstellkolbens (10) bzw. der Verstelleinrichtung, insbesondere durch Federzentrierung, vorgesehen ist, welche die negative Teil-Verstellgröße ( $q_A$ ) bei Übersetzung  $1/i = 0$  am Punkt (P2) fixiert (Fig. 1 und 2).

2. Hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A)

verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B) mit einem vierwellig ausgebildeten Summierungsplanetenge triebe (301; 301a, 302 bis 307) zum Aufsummieren der am Getriebe-Eingang in einen hydrostatischen und einen mechanischen Leistungs-  
zweig aufgeteilten Leistung mit zwei Schaltbereichen, wobei im ersten Schaltbereich der erste Teil des Vorwärtsbereiches und der Rückwärtsbereich integriert ist, derart daß eine negative Teilverstellung der Hydrostat-Einheit (A) für Vorwärtsfahrt und der restliche negative Verstellbereich für Rückwärtsfahrt dient, wobei im Anfahrbereich die zweite Hydrostat-Einheit (B) gegenläufige Drehrichtung gegenüber der ersten Hydrostat-Einheit (a) aufweist, daß die zweite Hydrostat-Einheit (B) als Verstelleinheit ausgebildet ist und eine Sekundär-Verstellung nach oder vor Ende der Primärverstellung der ersten Hydrostat-Einheit (A) wirksam wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe vorzugsweise einen Bestandteil des Triebwerkes eines Traktors oder einer Arbeitsmaschine darstellt,

– daß die negative Teilverstellung (qA) bei Punkt P2 weniger als 50% der maximalen negativen Verstellgröße der Hydrostat-Einheit (A) beträgt (Diagramm Fig. 2),  
– daß eine Steuer- und Regeleinrichtung (Fig. 1) zugeordnet ist, welche über einen Drehzahlvergleich von wenigstens zwei rotierenden Getriebe-gliedern bewirkt, daß die Drehzahl der zweiten Hydrostat-Einheit B auf die für den Fahrzeugstillstand notwendige negative Drehzahlgröße (nP2) eingeregelt wird, so daß die zu schließenden Kupplungselemente der Kupplung (K1), je nach Getriebekonzept, stillstehen oder daß die zu verbindenden Kupplungsglieder der Kupplung (K1) im rotierenden Zustand Synchronlauf aufweisen,  
– oder daß eine mechanische Fixiereinrichtung des Verstellkolbens bzw. der Verstelleinrichtung, insbesondere durch Federzentrierung, vorgesehen ist, welche die negative Teil-Verstellgröße (qA) bei  $1/i = 0$  am Punkt P2 fixiert.

3. Getriebe nach Anspruch 2 dadurch gekennzeichnet,  
– daß der erste Schaltbereich, Bereich 1, zu gleichgroßen Teilen für Rückwärtsfahrt (R) und Vorwärtsfahrt (VB1) aufgeteilt ist oder daß die Abweichung der beiden Größen (R) und (VB1) zueinander nicht mehr als  $\pm 20\%$  beträgt,  
– oder daß der Sekundär-Regelbereich im Rückwärtsbereich (RS) gleich der Größe des primär-regelten Rückwärtsbereiches (RP) ist oder daß die größenmäßige Abweichung voneinander nicht mehr als  $\pm 20\%$  beträgt (Fig. 2).

4. Getriebe nach Anspruch 2 und 3 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe ein vierwellig ausgebildetes Summierungsplanetenge triebe (301; 301a; 302, 303, 304) und zwei Schaltkupplungen (K1 und K2) besitzt (Fig. 2 bis 12), wobei das Summierungsplanetenge triebe zwei Eingangswellen (E1 und E2) und zwei Ausgangswellen (A1 und A2) besitzt, wobei die erste Eingangswelle (E1) mit der Antriebswelle und der ersten Hydrostat-Einheit (A) und die zweite Eingangswelle (E2) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) verbunden ist und die erste Ausgangswelle (A1) des Summierungsplanetenge triebes über eine Kupplung (K1) und die zweite Ausgangswelle (A2) über eine weitere Kupplung (K2) mit der Abtriebswelle (336) verbindbar ist,

– oder daß das vierwellige Summierungsplanetenge triebe (306; 307) drei Eingangswellen (E1; EK1; EK2) und eine Ausgangswelle (A1) besitzt,

wobei die erste Eingangswelle (E1) mit dem Summierungsplanetenge triebe direkt verbunden ist und die beiden anderen Eingangswellen (EK1 und EK2) wechselweise über Kupplungen (K1 und K2) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) bzw. der zweiten Eingangswelle (E2) verbindbar sind (Fig. 9 und 10).

5. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe vorzugsweise einen Bestandteil des Triebwerkes eines Traktors oder einer Arbeitsmaschine darstellt,

– daß das Hydrostat-Getriebe (4), das Summierungsplanetenge triebe (301, 302 bis 307) und die Kupplungen (K1 und K2) achsgleich zueinander angeordnet sind und eine gemeinsame Baueinheit bilden,

– daß das Getriebe mit oder ohne einem zentralen Zapfwellen- bzw. PTO-Anschluß ausgeführt ist, wobei gegebenenfalls die Antriebswelle (1) durch das Getriebe führt.

6. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebe-Ausgangswelle (336) in ständiger Triebverbindung mit einem Achsdifferential-Getriebe (309) steht oder eine vorwählbare Arbeits- "A" oder Straßengruppe "S" dazwischengeschaltet ist (Fig. 3; 5).

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6 dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenschaltwalze (PSW) ein Grundgetriebe für eine Getriebe-Familie nach dem Baukastensystem, z. B. für zwei oder mehrere Leistungsgrößen, darstellt, welches mit verschiedenen Hydrostat-Baugrößen bzw. verschieden großen Hydrostat-Komplettgetrieben kombinierbar ist, wobei das Hydrostat-Getriebe (4) so ausgebildet ist, daß bei Anwendung der Inline-Bauweise (Fig. 3 bis 10) die Antriebswelle (1) durch die zweite Hydrostat-Einheit (B) führt.

8. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7 dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsplanetenge triebe (301) über die erste Eingangswelle (E1) mit einer Stegwelle (351) verbunden ist, auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (352), zweite Planetenräder (353) und dritte Planetenräder (354) angeordnet sind, wobei zweite Planetenräder (353) in erste Planetenräder (352) und einen mit der zweiten Eingangswelle (E2) verbundenen Sonnenrad (357) kämmt, wobei dritte Planetenräder (354) in erste Planetenräder (352) und einen mit der ersten Ausgangswelle (A1) verbundenen Sonnenrad (355) kämmt und wobei in erste Planetenräder (352) ein mit der zweiten Ausgangswelle (A2) verbundenes Sonnenrad (356) eingreift (Fig. 3) oder

– daß das Summierungsplanetenge triebe (301a) eine mit der ersten Eingangswelle (E1) verbundene Stegwelle (389) besitzt, auf der ineinandergreifende Planetenräder (390, 391 und 392) angeordnet sind, wobei die zweite Eingangswelle (E2) über ein Hohlrad (388) mit zweiten Planetenrädern (391) kämmt, wobei ein mit der ersten Ausgangswelle (A1) verbundenes Hohlrad (336) mit weiteren Planetenrädern (392) und ein mit der zweiten Ausgangswelle (A2) verbundenes Hohlrad (387) in erste Planetenräder (390) eingreift (Fig. 4) oder

– daß das Summierungsplanetenge triebe (302) mit einer ersten und einer zweiten Planeten-Getriebestufe ausgebildet ist, wobei die erste Planetenge triebestufe mit seinem Steg (358) mit der er-

sten Eingangswelle (E1) und die beiden Zahnräder (359 und 361) jeweils mit einer Ausgangswelle (A1 oder A2) verbunden sind, wobei die zweite Planetengetriebestufe mit seinem Hohlrad (362) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) und der zweiten Eingangswelle (E2), dessen Stegwelle (353) mit dem Hohlrad (361) und der ersten Ausgangswelle (A1), und dessen Sonnenrad (360) mit dem Sonnenrad der ersten Planetengetriebestufe (359) und der zweiten Ausgangswelle (A2) verbunden ist (Fig. 5) oder

- daß das Summierungsplanetengetriebe (303) eine mit der ersten Eingangswelle (E1) verbundene Stegwelle (367) besitzt, auf der ineinandergreifende Planetenräder (369 und 368) angeordnet sind, wobei in erste Planetenräder (369) die zweite Eingangswelle (E2) mit seinem Sonnenrad (366) eingreift und die zweiten Planetenräder (368) mit den ersten Planetenrädern (369) und einem mit der ersten Ausgangswelle (A1) verbundenen Hohlrad (364) triebverbunden ist und daß ein in erste Planetenräder (369) eingreifendes Hohlrad (365) mit der zweiten Ausgangswelle (A2) in Triebverbindung steht (Fig. 6) oder
- daß das Summierungsplanetengetriebe (304) eine mit der ersten Eingangswelle (E1) verbundene Stegwelle (370) besitzt, auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (374) und zweite Planetenräder (375) gelagert sind, wobei ein in erste Planetenräder (374) eingreifendes Hohlrad (376) mit der zweiten Eingangswelle (E2) und die erste Ausgangswelle (A1) über ein Sonnenrad (372) mit den zweiten Planetenrädern (375) und die zweite Ausgangswelle (A2) über ein Sonnenrad (371) in erste Planetenräder (374) in Eingriff stehen (Fig. 7) oder
- daß das Summierungsplanetengetriebe (305) eine Stegwelle (312) besitzt, auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (316) und weitere Planetenräder (317 und 318) angeordnet sind, wobei die erste Eingangswelle (E1) über ein Sonnenrad (314) in erste Planetenräder (316) greift, die zweite Eingangswelle (E2) über ein Hohlrad (313) mit den ersten Planetenrädern (316) und die zweite Ausgangswelle (A2) über ein Sonnenrad (315) und den Planetenrädern (317, 318) in Triebverbindung stehen und wobei die Stegwelle (312) die erste Ausgangswelle (A1) bilden (Fig. 8).

9. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8 dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsplanetengetriebe (306), welches drei Eingangs- und eine Ausgangswelle besitzt, aus zwei Planetengetriebestufen besteht, wobei die erste Eingangswelle (E1) über eine Stegwelle (379) mit der zweiten Planetengetriebestufe, die beiden Eingangswellen (384 und 385) über ein Hohlrad (382) bzw. einem Sonnenrad (377) der ersten Planetengetriebestufe verbunden sind, daß beide Sonnenräder (377 und 378) miteinander gekoppelt sind und daß die Antriebswelle (383) bzw. die Ausgangswelle (336) mit der Stegwelle (380) der ersten Planetengetriebestufe und dem Hohlrad (381) der zweiten Planetengetriebestufe verbunden sind, wobei die beiden Eingangswellen (384 und 385) wechselweise über Kupplungen (K1 bzw. K2) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) verbindbar sind (Fig. 9) oder

- daß das mit drei Eingangswellen und einer Ausgangswelle ausgebildete Summierungsplanetengetriebe (307) eine mit der ersten Eingangswelle

(E1) und der Antriebswelle verbundene Stegwelle (341) besitzt, auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (342) und zweite Planetenräder (343) angeordnet sind, wobei die beiden mit der zweiten Eingangswelle (E2) über Kupplungen verbindbaren Wellen (322 und 323) über Sonnenräder (344 und 345) in vorgenannte Planetenräder (342 und 343) eingreifen und die Abtriebswelle (336) über ein Hohlrad (346) mit einem der Planetenräder (342) kämmt (Fig. 10).

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9 dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostat-Getriebe (4) parallel versetzt zur Planetenschaltwalze (PSW) angeordnet ist, wobei bei Ausführung gem. Fig. 11 die Antriebswelle (1) durch das Getriebe führt und die erste Hydrostat-Einheit (A) getriebeausgangsseitig über eine Stirnradstufe (348) und die zweite Hydrostat-Einheit (B) über eine weitere Getriebebestufe (349) getriebeeingangsseitig mit der zweiten Eingangswelle (E2) verbunden ist und daß die Getriebe-Ausgangswelle (336) über eine Stirnradstufe (308) mit dem Achsdifferential-Getriebe (309) in Triebverbindung steht oder

- daß gem. Ausführung (Fig. 12) das Hydrostat-Getriebe (4) parallel versetzt zur Planetenschaltwalze (PSW) angeordnet ist, wobei die erste Hydrostat-Einheit (A) über eine eingangsseitig angeordnete Getriebebestufe (348) und die zweite Hydrostat-Einheit (B) über eine neben der ersten Stirnradstufe (348) angeordneten Getriebebestufe (349) mit der zweiten Eingangswelle (E2) in Triebverbindung steht.

11. Hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe mit einem oder mehreren Schaltbereichen dadurch gekennzeichnet, daß eine Bedienungseinrichtung (Joy-Stick 300) vorgesehen ist, welche eine Vorwähleinrichtung (347) für die Vorwahl der Fahrtrichtung (V/R) ermöglicht, wobei die Vorwähleinrichtung (347) als Kippschalter oder Kipphebel oder als Drucktaster ausgebildet ist und wobei diese Wähleinrichtung auch als Bedienungseinrichtung für den Shuttle-Betrieb dient und wobei diese Bedienungseinrichtung (347) mit oder ohne einer Neutral-Schaltstellung ausgeführt ist (Fig. 1) und daß gegebenenfalls eine Konstant-Geschwindigkeitseinstellung (Tempomat) vorgesehen ist, welche einen progressiven Verlauf der Einstellgrößen (389) aufweist (Fig. 14).

12. Hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe mit einem oder mehreren Schaltbereichen dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostat-Getriebe (4) die Planetenschaltwalze (PSW) und die Speisepumpe (SP) zur Versorgung des gesamten Leistungsverzweigungsgetriebes (Steuerung/Regelung, Bereichskupplungen, Schmierung und gegebenenfalls auch für die Ansteuerung der Zapfwellenkupplung oder/und Vorderradantriebskupplung u. a.) eine gemeinsame Baueinheit bilden, wobei die Speisepumpe (SP) im Hydrostat-Getriebe mitintegriert ist und wobei alle vorgenannten Getriebekomponenten achsgleich zueinander angeordnet sind (Fig. 13).

13. Hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe mit zwei oder mehreren Schaltbereichen mit einer Einrichtung zur Einstellung einer Konstant-Geschwindigkeit, insbesondere für Traktoren oder Arbeitsmaschinen, wobei innerhalb einer Arbeits-Geschwindigkeit oder am Ende eines Schaltbereiches, welcher noch im Bereich einer Arbeits-Geschwindigkeit liegt, z. B. 15 km/h, ein Schaltvorgang in den nächsten Schaltbereich verhindert werden soll, dadurch

gekennzeichnet, daß eine Einrichtung zur automatischen Erkennung der Betriebsart vorgesehen ist, welche den Schaltvorgang in einen nächsten Schaltbereich bzw. anschließenden Schaltbereich verhindert durch automatische Erkennung der Betriebsart, z. B. Zapfwellenbetrieb oder Frontladerbetrieb oder arbeitsspezifischer Betrieb oder Betriebsart mit wenig sich verändernder Geschwindigkeit, wobei das Erkennungssignal zur Schaltverhinderung einprogrammiert ist und daß bei einem gewünschten Übergang von Arbeitsbetrieb auf Transport- oder transportähnlichen Betrieb, z. B. durch das Fahrpedalbewegungssignal, die Schaltsperre automatisch aufgehoben wird.

14. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe mit zwei Vorwärtsbereichen, bei dem der Rückwärtsbereich im ersten Fahrbereich mitintegriert ist, ein Getriebe-Modul für eine Getriebe-Familie für die Anwendung in einem größeren Leistungsbereich bildet, wobei in einem unteren Leistungsbereich die Getriebe-Abtriebswelle (336) ständig mit dem Achsdifferential-Getriebe (309) verbunden ist oder für einen mittleren oder höheren Leistungsbereich die Abtriebswelle (336) über ein zwischengeschaltetes Gruppenschaltgetriebe (250), welches einen niedrigen Geschwindigkeitsbereich für Arbeitsbetrieb "A" oder einen höheren Geschwindigkeitsbereich für Transport- oder Straßenbetrieb "S" ermöglicht, wahlweise mit dem Achsdifferential-Getriebe (309) verbindbar ist.

15. Getriebe nach einem der Oberbegriffe der Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Tempomat-Einrichtung zur Festlegung der Konstant-Geschwindigkeit derart ausgebildet ist, daß die Getriebe-Abtriebsdrehzahl bzw. die vorgewählte Konstant-Geschwindigkeit aus zwei oder mehreren Drehzahl-Signalen resultiert, wobei über wenigstens zwei Drehzahl-Signale die erforderliche Getriebe-Übersetzung bestimmt wird.

16. Hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, insbesondere für Traktoren, bestehend aus einer ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens, einem Summierungsplanetengetriebe zum Aufsummieren der hydraulischen und mechanischen Leistung sowie einem nachgeordneten Gruppengetriebe (GR) dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsplanetengetriebe (194) dreiwellig ausgebildet ist, wobei ein Glied (Sonnenrad 195) mit der ersten Hydrostat-Einheit (A) und einer Eingangswelle (1c) ein weiteres Glied (Hohlrad 197) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) triebverbunden ist und die dritte Welle (Steg 196) mit einer Abtriebswelle (198) gekoppelt ist, wobei die erste Hydrostat-Einheit (A) bei Fahrgeschwindigkeit "Null" und Anfahrsstellung auf eine zwischen der maximalen negativen Verstellung und Stellgröße "Null" eingestellt ist und die erste Welle (Sonnenrad 195) des Summierungsplanetengetriebes gegenüber der zweiten Welle (Hohlrad 197) des Summierungsplanetengetriebes bei Fahrgeschwindigkeit "Null" gegenläufige Drehrichtung aufweisen und daß das nachgeschaltete Gruppengetriebe (GR) als Gruppenschaltgetriebe ausgebildet ist und einen ersten schaltbaren Fahrbereich bzw. Arbeitsbereich "A" sowie einem zweiten schaltbaren Fahrbereich "S" für höhere Geschwindigkeit aufweist (Fig. 22).

17. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe mit Leistungsverzweigung mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydro-

stat-Einheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens mit einem Summierungsplanetengetriebe zum Aufsummieren der am Getriebe-Eingang in einen hydrostatischen und einen mechanischen Leistungsweig aufgeteilten Leistung mit einem Gruppen-Schaltgetriebe zum Schalten eines Arbeitsbereiches und eines Straßenbereiches dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe als leistungsverzweigtes Einbereichsgetriebe ausgebildet und vorzugsweise Bestandteil eines Traktors oder einer Arbeitsmaschine ist, daß das Summierungsplanetengetriebe (194) dreiwellig mit einem Sonnenrad (195), einem Hohlrad (197) und einer Stegwelle (196) ausgebildet ist, wobei das Sonnenrad (195) mit der Antriebswelle (1c) und der ersten Hydrostat-Einheit (A), das Hohlrad (197) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) und die Stegwelle (196) mit der Abtriebswelle (198) verbunden ist,

– daß bei Anfahrsstellung und Fahrgeschwindigkeit "Null" das Sonnenrad (195) und das Hohlrad (197) gegenläufige Drehrichtung aufweisen und die erste Hydrostat-Einheit (A) auf eine negative Verstellgröße (qA) eingestellt ist, die zwischen der maximalen negativen Verstellgröße (qmax) und Verstellgröße "Null" (q0) liegt (Fig. 16), wobei der Rückwärtsbetrieb (R) aus der restlichen zwischen der negativen Verstellgröße (qA) bei Anfahrsstellung und der maximalen negativen Verstellgröße (– qmax) des Hydrostat-Getriebes resultiert;

– daß das Gruppen-Schaltgetriebe (250) derart ausgebildet ist, daß bei geschalteter Arbeitsgruppe "A" die Ausgangswelle (249; 2c) des Gruppenschaltgetriebes mit der Getriebeabtriebswelle (198) und der Stegwelle (196) des Summierungsplanetengetriebes gekoppelt ist, wobei die Getriebe-Abtriebswelle (198), das Summierungsplanetengetriebe (194) und die Ausgangswelle (249) des Gruppen-Schaltgetriebes (250) koaxial zueinander angeordnet sind, und daß bei geschalteter Straßengruppe "S" die Leistung über Stirnradstufen (247 und 248) fließt (Fig. 15; 18; 19 u. a.).

18. Getriebe nach Anspruch 16 und 17 dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostat-Getriebe (4c) mit den Einheiten (A und B) koaxial zum Summierungsplanetengetriebe (194) angeordnet sind und daß vorzugsweise das Hydrostat-Getriebe (4c) und das Summierungsplanetengetriebe (194) eine gemeinsame Baueinheit bilden und daß die Arbeits- "A" und Straßengruppe "S" jeweils bei Stillstand vorwählbar oder während der Fahrt wechselbar sind, wobei innerhalb der Schaltphase eine gezielte Hydrostat-Verstellung und/oder Motordrehzahlanpassung (Fig. 23) realisierbar ist (Fig. 22).

19. Getriebe nach einem der Ansprüche 16 bis 18 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat-Einheiten (A und B) und das Summierungsplanetengetriebe (194) koaxial zueinander angeordnet sind und eine Getriebe-Eingangswelle (1c) durch das Getriebe führt, an der ein PTO- oder eine Zapfwelle angeschlossen ist und daß das Differential (DIF) und die Differential-Antriebswelle (2c) achsversetzt zur Eingangswelle (1c) und dem Verzweigungsgetriebe (200) plaziert sind (Fig. 22).

20. Getriebe nach einem der Ansprüche 16 bis 19 dadurch gekennzeichnet, daß eine Drehzahlanpassungsstufe vorgesehen ist, welche als Zahnradstufe (26c') oder als Planetengetriebe (HT Fig. 22) vorgesehen ist, welche zur Drehzahlanpassung für das Hydrostat-Ge-



triebegetriebe (4c) dient, wobei die Drehzahlpassungsstufe (HT) bevorzugt koaxial zum Hydrostat-Getriebe (4c) plaziert ist und vorzugsweise eine gemeinsame Baueinheit mit dem Hydrostat-Getriebe (4c) bildet.

21. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche 16 bis 20 dadurch gekennzeichnet, daß das stufenlose Leistungsverzweigungsgetriebe (200; HVG) über eine Befestigungseinrichtung (F4) und Verbindungselemente (F2) in ein Hauptgehäuse eingesetzt und das Gruppenschaltgetriebe (GR) mit dem Differentialgetriebe (DIF) eine gemeinsame Baueinheit bildet (Fig. 22).

22. Stufenloses hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, insbesondere für die Anwendung im Traktor oder in Arbeitsmaschinen, mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A), verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B), konstanten oder verstellbaren Volumens, mit einem Summierungsplanetengetriebe (194) zum Aufsummieren der am Getriebe-Eingang in einen hydrostatischen und einen mechanischen Leistungszweig aufgeteilten Leistung, wobei das Summierungsplanetengetriebe (193) dreiwellig mit einem Sonnenrad, einem Hohlrad und einer Stegwelle ausgebildet ist dadurch gekennzeichnet, daß dieses Getriebe (280) als Ein-Bereichsgetriebe ausgebildet ist und die Hydrostat-Einheiten (A und B) sowie das Summierungsplanetengetriebe (194) koaxial zueinander angeordnet sind und das Sonnenrad (195) mit der ersten Hydrostat-Einheit (A) und der Antriebswelle (1c), das Hohlrad (197) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) und die Stegwelle (196) mit der Abtriebswelle (198) verbunden ist (Fig. 18; 15) und daß die zweite Hydrostat-Einheit (B) vorzugsweise oder wahlweise als Verstelleinheit ausgebildet ist, welche im Anschluß nach Verstellung oder während der Endverstellphase der ersten Hydrostat-Einheit (A) von seinem maximalen Verstellvolumen auf ein kleineres Verstellvolumen bis zu einer, vorzugsweise limitierten, Mindestverstellgröße einstellbar ist (Fig. 17) und daß der Vorwärtsfahrbereich (V) über eine negative Teilverstellung der ersten Hydrostat-Einheit (A) (qA bis q0) und der maximalen positiven Verstellung der ersten Hydrostat-Einheit (A) und der Sekundär-Verstellung (VS) über die Verstellung der zweiten Hydrostat-Einheit (B) realisierbar ist und daß der Rückwärtsbereich (R) auf einer vorprogrammierten oder vorbestimmten negativen Verstellgröße (qA) und der maximalen negativen Verstellung der ersten Hydrostat-Einheit (A) sowie einer weiteren aus der Sekundär-Verstellung (RS) der zweiten Hydrostat-Einheit (B) gebildet wird, wobei die Sekundär-Verstellung zur Verringerung der Verstellgröße der Hydrostat-Einheit (B) nach oder bereits während der Endverstellung der ersten Hydrostat-Einheit (A) beginnen kann (Fig. 17).

23. Getriebe nach Anspruch 22 dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostat-Getriebe (4c) und das Summierungsplanetengetriebe (197) eine gemeinsame Baueinheit (277) bilden, wobei bevorzugt die Speisepumpe (279), die hydraulisch-mechanischen, elektrischen und gegebenenfalls elektronischen Regelungs- und Steuerungselemente enthalten sind (Fig. 18; 19).

24. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß ein Gruppenschaltgetriebe (250) zugeordnet ist, wobei bei geschalteter Arbeitsgruppe ("A") die Getriebe-Ausgangswelle (198) mit der Antriebswelle (249) des Differentialgetriebes wälzleistungsverlustfrei verbunden ist (Fig. 15; 18; 19

u. a.).

25. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 22 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat-Einheiten (A und B) achsversetzt zur Antriebswelle (1c) und dem Summierungsplanetengetriebe (194) angeordnet sind, wobei die erste Hydrostat-Einheit (A) mit einer durch die zweite Hydrostat-Einheit (B) führenden Welle (281) zum Anschluß, z. B. für eine Zapfwelle bzw. PTO verbunden ist und die erste Hydrostat-Einheit (A) über eine Getriebe-Stufe (255) mit der Antriebswelle (1c) und die zweite Hydrostat-Einheit (B) über eine weitere Getriebe-Stufe (254) mit dem Hohlrad (197) des Summierungsplanetengetriebes in Triebverbindung steht.

26. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe mit Leistungsverzweigung, insbesondere für die Anwendung im Traktor, mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B), ebenfalls verstellbaren Volumens, mit einem eingangsseitig angeordnetem Planetendifferential (256; 263; 268), wobei die Antriebswelle (1c) mit einem Glied (257; 264; 269) des Planeten-Differentialgetriebes verbunden ist, daß die ersten Hydrostat-Einheit (A) mit einem zweiten Glied (258; 265; 270) in Triebverbindung steht und daß eine dritte Welle (259; 266; 271) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) und der Abtriebswelle (168) triebverbunden ist dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (1c) und die Abtriebswelle (168) koaxial zueinander und die Hydrostat-Einheiten (A und B) parallel versetzt dazu angeordnet sind, wobei die erste Hydrostat-Einheit (A) über eine Getriebestufe (260) mit einem Glied des Summierungsplanetengetriebes und die zweite Hydrostat-Einheit (B) über eine weitere Getriebestufe (261) mit der Abtriebswelle (168) und der dritten Welle des Planetendifferentials verbunden ist und daß ein Gruppenschaltgetriebe (250; 250a; 250b; 250c) zum Schalten einer Arbeits- und einer Straßengruppe ("A"; "S") bzw. Langsam- und Schnellgruppe zugeordnet ist (Fig. 25; 26; 27; 28) und

daß die beiden Hydrostat-Einheiten (A u. B) hintereinander angeordnet sind und bevorzugt eine gemeinsame Baueinheit bilden (Fig. 27) oder daß die beiden Hydrostat-Einheiten (A u. B) versetzt zueinander angeordnet sind (Fig. 28), wobei die Antriebs- bzw. Ritzelwelle (249) zum Antrieb des Achsdifferential-Getriebes koaxial zur Antriebswelle (1c) liegt und das Gruppenschaltgetriebe (250a) so ausgebildet ist, daß die Hydromotorwelle (285) mit einem Antriebsrad (248a) einer Übersetzungsstufe (248) des Gruppengetriebes triebverbunden ist (Fig. 27 und 28).

27. Getriebe nach Anspruch 26 dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebe-Abtriebswelle bzw. Ritzelwelle (249) versetzt zur Antriebswelle (1c) aber koaxial zur Triebwelle (285) der zweiten Hydrostat-Einheit (B) angeordnet ist, wobei in einer der Schaltstufen ("A" oder "S") die Getriebe-Ausgangswelle bzw. Ritzelwelle (249) direkt mit der Welle (285) der zweiten Hydrostat-Einheit (B) verbindbar ist (Fig. 29).

28. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß das Gruppenschaltgetriebe (250c) in Planetenbauweise ausgeführt ist, wobei in einer Schaltstufe, z. B. bei Arbeitsbetrieb ("A") die Getriebe-Ausgangswelle (168) mit der Ritzelwelle (249) und in der anderen Schaltstufe, z. B. Straßenstufe ("S") ein Glied des Planetengetriebes über eine Kuppelung (KS) mit dem Gehäuse verbunden ist und je nach Ausführungsform und der geforderten Aufgabe in einer



der Schaltstufen ("A" oder "S") die Ausgangsdrehzahl der Abtriebswelle bzw. Ritzelwelle (249) gegenüber der Getriebe-Abtriebswelle (168) erhöht oder abgesenkt wird (Fig. 20).

29. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche 22 bis 28 dadurch gekennzeichnet, daß das Planetendifferential (256) derart ausgebildet ist, daß die Antriebswelle (1c) mit der Stegwelle (257), das Hohlrad (258) mit der ersten Hydrostat-Einheit (A) und das Sonnenrad (259) mit der Abtriebswelle (168) und der zweiten Hydrostat-Einheit (B) triebverbunden ist (Fig. 25), oder

daß das Planetendifferential (263) so ausgebildet ist, daß die Antriebswelle (1c) mit dem Sonnenrad (264), das Hohlrad (265) mit der ersten Hydrostat-Einheit (A) und die Stegwelle (266) mit der Abtriebswelle (168) und der zweiten Hydrostat-Einheit (B) verbunden ist (Fig. 26) oder

daß das Planetendifferential (268) derart gestaltet ist, daß die Antriebswelle (1c) mit dem Hohlrad (269), das Sonnenrad (270) mit der ersten Hydrostat-Einheit (A) und die Stegwelle (271) mit der Abtriebswelle (168) und der zweiten Hydrostat-Einheit (B) verbunden ist, wobei auf der Stegwelle (271) ineinandergreifende Planetenräder (272 u. 273) angeordnet sind, welche einerseits mit dem Hohlrad (269) und andererseits mit dem Sonnenrad (273) in Eingriff stehen (Fig. 27).

30. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche 22 bis 29 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe (287) bestehend aus dem Planetendifferential (256; 263; 268), den Hydrostat-Einheiten (A u. B) und der Eingangswelle (1c) und Ausgangswelle (168) eine gemeinsame Baueinheit bilden (Fig. 25. u. 26).

31. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche 22 bis 30 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe (288) bestehend aus dem Planetendifferential (256; 263; 268), den beiden Hydrostat-Einheiten (A u. B) und dem Gruppenschaltgetriebe (250a; 250b; 250c) zum Schalten einer Arbeitsgruppe und einer Straßengruppe bzw. einer Langsam- und Schnellgruppe ("A" und "S") eine gemeinsame Baueinheit bilden (Fig. 27; 28; 29).

32. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe mit Leistungsverzweigung mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens, mit einem Summierungsplanetengetriebe (291) zum Aufsummieren der am Getriebe-Eingang in einen hydrostatischen und einen mechanischen Leistungszweig aufgeteilten Leistung dadurch gekennzeichnet, daß dem Hydrostat-Getriebe (4c) ein Summierungsplanetengetriebe (291) zugeordnet ist, welches aus zwei Sonnenrädern (292 u. 293) sowie einer Stegwelle (294) besteht, auf der ineinandergreifende Planetenräder (295 u. 296) angeordnet sind, wobei das erste Sonnenrad (292) mit der Antriebswelle (1c) und der ersten Hydrostat-Einheit (A), das zweite Sonnenrad (293) mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) und die Stegwelle (294) mit der Abtriebswelle (168) verbunden ist, wobei erste Planetenräder (296) mit dem ersten Sonnenrad (292) und die zweiten Planetenräder (295) mit dem zweiten Sonnenrad (293) in Eingriff stehen, wobei dieses Getriebe mit oder ohne einem Gruppen-Schaltgetriebe für zwei oder mehrere Fahrstufen oder/und ein Wendegetriebe (300) ausgebildet ist, und daß das Summierungsplanetengetriebe (291), das Hydrostat-Getriebe (4c), die Antriebswelle (1c) und gegebenenfalls das Gruppengetriebe oder/und Wendegetriebe (300)

koaxial zueinander angeordnet sind und gegebenenfalls eine gemeinsame Baueinheit bilden (Fig. 21).

33. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe mit Leistungsverzweigung, insbesondere für Traktoren und Arbeitsmaschinen, mit wenigstens zwei Vorwärts- und wenigstens zwei Rückwärtsfahrbereichen, mit einer ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B) vorzugsweise konstanten Volumens mit einem Summierungsplanetengetriebe, in dem die am Getriebe-Eingang in einen hydraulischen und einen mechanischen Leistungszweig aufgeteilte Leistung aufsummiert und gemeinsam zur Abtriebswelle weitergeleitet wird, wobei im ersten Schaltbereich die Leistung rein-hydrostatisch und in einem zweiten Schaltbereich die Leistung leistungsverzweigt übertragen wird dadurch gekennzeichnet, daß ein Glied bzw. eine zweite Welle (W2; 224; 228; 233) des Summierungsplanetengetriebes (201; 202; 203; 204; 214) wechselweise im zweiten Vorwärtsfahrbereich und zweiten Rückwärtsfahrbereich mit gegensinnig rotierenden Getriebe-Gliedern (218 und 219), welche mit der Antriebswelle (210; 1c) in Triebverbindung stehen über Kupplungen (K2V und K2R) verbindbar ist und daß eine erste Welle (W1; 226; 222; 223) des Summierungsplanetengetriebes mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) antriebsmäßig verbunden ist und daß eine dritte Welle (W3; 223; 227; 234; 235a) des Summierungsplanetengetriebes mit der Ausgangswelle (211) verbunden ist und daß durch Schließen einer Kupplung (K1) im ersten Vorwärts- und ersten Rückwärtsbereich die Leistung rein-hydrostatisch auf die Abtriebswelle (211) übertragen wird und

daß im ersten Vorwärts-Schaltbereich durch Schließen einer Kupplung (K1) das Summierungsplanetengetriebe (201; 202; 203; 204; 214) blockgeschaltet ist und am Ende des ersten Vorwärtsfahrbereiches das mit der Antriebswelle verbundene Getriebe-Glied (218) Synchronlauf mit allen Gliedern des Summierungsplanetengetriebes und bei Rückwärtsfahrt am Ende des ersten Rückwärtsfahrbereiches das zweite Getriebe-glied (219) mit allen Gliedern des Summierungsplanetengetriebes Synchronlauf aufweist und daß dieses Getriebe mit oder ohne einem Gruppenschaltgetriebe (GR; 250; 250c) zum Schalten einer Arbeitsgruppe ("A") für niedrigen Geschwindigkeitsbereich und einer Straßengruppe ("S") für höhere Geschwindigkeit ausgebildet ist (Fig. 31 bis 36).

34. Getriebe nach Anspruch 33 dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsplanetengetriebe (201) ineinandergreifende Planetenräder (220 u. 222) besitzt, welche auf einer Stegwelle (224) angeordnet sind, wobei die Stegwelle die zweite Welle (W2) des Summierungsplanetengetriebes bildet, wobei die erste Welle (W1; 222) als Sonnenrad ausgebildet ist und in erste Planetenräder (220) eingreift und die dritte Welle (W3; 223) des Summierungsplanetengetriebes ebenfalls als Sonnenrad ausgebildet ist und mit den zweiten Planetenrädern (221) kämmt (Fig. 32) oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (202) zwei Planetengetriebe-Einheiten (P1 und P2) besitzt, wobei die erste Welle (W1; 226) des Summierungsplanetengetriebes mit einem Hohlrad (230) der ersten Planetengetriebestufe, die zweite Welle des Summierungsplanetengetriebes mit dem Steg (228) der ersten und dem Hohlrad (229) der zweiten Planetenstufe (P2) in Triebverbindung steht und die dritte Welle mit dem Steg (227) der zweiten Planetenstufe (P2) verbunden ist und daß die beiden Sonnenräder (232 und 231) der beiden

Planetengetriebestufen (P1 und P2) miteinander verbunden sind, wobei im ersten Schaltbereich bei geschlossener Kupplung (K1) die Ausgangswelle (211) mit der ersten Welle (226) verbunden ist (Fig. 31; 33) oder

daß die erste Kupplung (K1) eine Verbindung zwischen der Ausgangswelle (211) und der Stegwelle (228) herstellt (nicht dargestellt), wobei die Kupplung (K1) räumlich der zweiten Planetengetriebestufe (P1) direkt nachgeordnet ist oder

daß das Sonnenrad (232) der ersten Planetengetriebestufe (P1) mit der Stegwelle (228) durch die Kupplung (K1) (nicht dargestellt) gekoppelt ist oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (203) eine Stegwelle (238) besitzt auf der ineinandergreifende Planetenräder (240 und 239) angeordnet sind, wobei die erste Welle (226) des Summierungsplanetengetriebes mit einem in ein Planetenrad (239) eingreifendes Hohlrad (242) verbunden, die zweite Welle (238) die Stegwelle darstellt und die dritte Welle des Summierungsplanetengetriebes mit einem in das andere Planetenrad (240) eingreifende Hohlrad (241) gekoppelt ist (Fig. 35) oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (204) als einstufiges Planetengetriebe ausgebildet ist, wobei die erste Welle des Summierungsplanetengetriebes mit dem Sonnenrad (234a), die zweite Welle mit dem Steg (233) und die dritte Welle mit dem Hohlrad (235a) verbunden ist (Fig. 36) oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (214) als einstufiges Planetengetriebe ausgebildet ist, wobei die erste Welle des Summierungsplanetengetriebes mit dem Hohlrad (235) verbunden ist, die zweite Welle die Stegwelle (233) darstellt und die dritte Welle mit dem Sonnenrad (234) gekoppelt ist (Fig. 36).

35. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche 33 bis 35 dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostat-Getriebe (4c) parallel versetzt zum Summierungsplanetengetriebe angeordnet ist und die Bereichskupplungen (K1; K2V und K2R) coaxial zum Summierungsplanetengetriebe (201 bis 204 und 214) coaxial zueinander platziert sind und daß eine Getriebestufe (208) für den Antrieb der ersten Hydrostat-Einheit (A) sowie eine zweite mit einem Zwischenrad versehene Getriebestufe (205) vorgesehen ist, welche in einem Getriebe- oder Kupplungsglied (219) der Kupplung (K2R) im zweiten Rückwärtsfahrbereich in Triebverbindung steht (Fig. 31 und 32).

36. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche 33 bis 35 dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostat-Getriebe (4c), das Summierungsplanetengetriebe (201 bis 204 und 214) sowie die Kupplungen (K1, K2V und K2R) coaxial zueinander angeordnet sind (Fig. 33 bis 36).

37. Getriebe nach einem der Oberbegriffe der vorgenannten Ansprüche oder einem der vorgenannten Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenwalze bzw. die Planetenschaltwalze (PSW), welche das Summierungsplanetengetriebe und gegebenenfalls Kupplungen zum Schalten von zwei oder mehreren Schaltbereichen enthält, und das Hydrostat-Getriebe (4; 4c) eine gemeinsame Baueinheit mit der ersten Hydrostat-Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostat-Einheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens bildet, wobei die Antriebswelle (1) des Hydrostat-Getriebes durch die zweite Hydrostat-Einheit (B) führt und zur Übertragung der Leistung des mechanischen Leistungszweiges dient und mit einem Glied des Summierungsplanetengetriebes verbunden

den ist, daß die Planetenschaltwalze (PSW) und das Hydrostat-Getriebe (4; 4c) coaxial zueinander angeordnet sind, daß die Planetenschaltwalze (PSW) nach Art eines Baukastensystems für eine Getriebe-Familie wahlweise mit wenigstens zwei verschiedenen Größen des Hydrostat-Getriebes (4; 4c), je nach Leistungsgröße des Fahrzeuges, kombinierbar ist und wobei die Planetenschaltwalze (PSW) und das Hydrostat-Getriebe mit oder ohne Speisepumpe (279) und mit oder ohne dem Steuerblock bzw. der Steuerung/Regelung (297) eine gemeinsame Baueinheit bilden und wobei die Antriebswelle (1) mit oder ohne Durchtrieb durch die Planetenschaltwalze (PSW) zum Anschluß einer Zapfwelle bzw. eines PTOs ausgestattet ist (Fig. 13).

---

Hierzu 16 Seite(n) Zeichnungen

---

- Leerseite -

**Fig. 1**

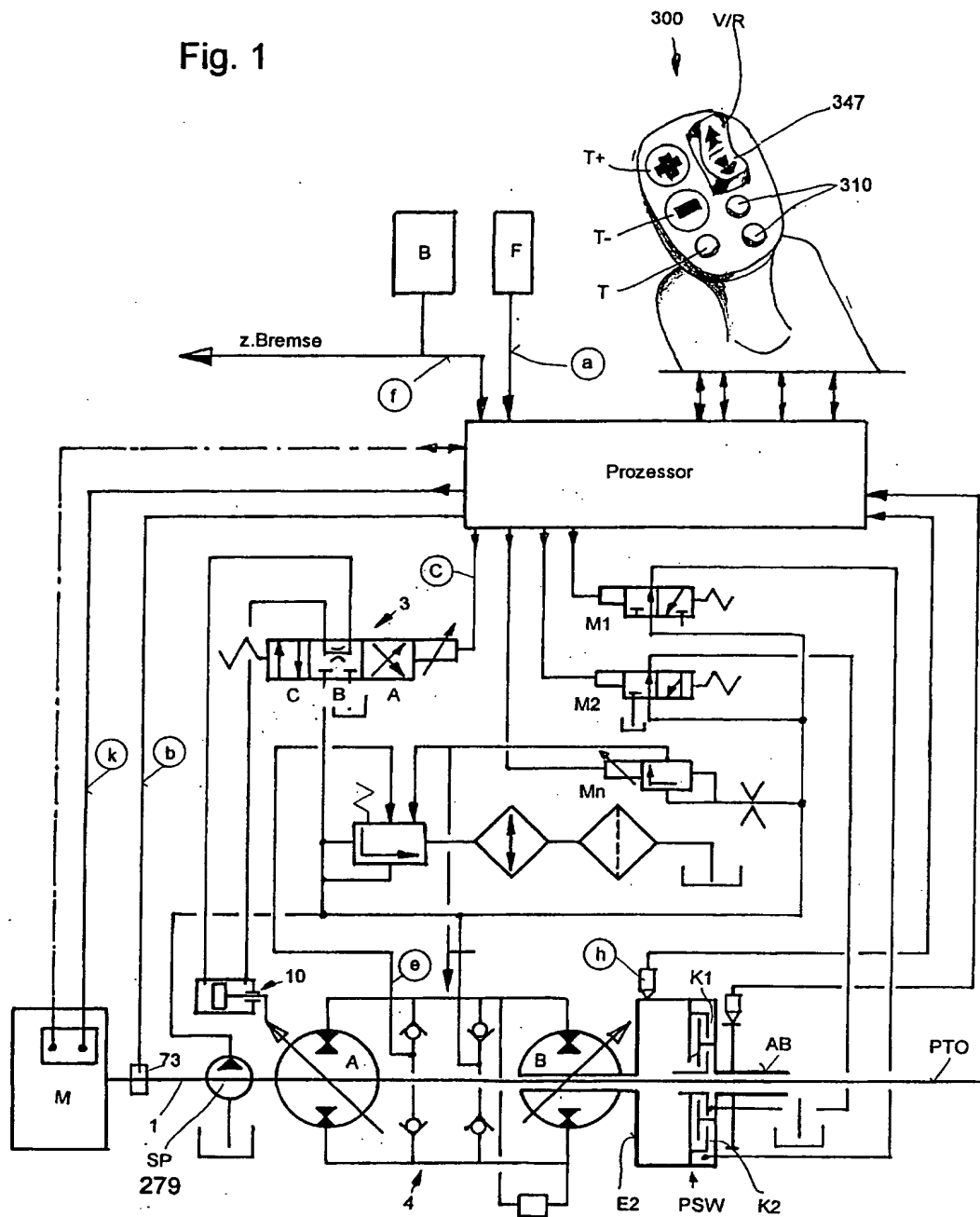


Fig. 2

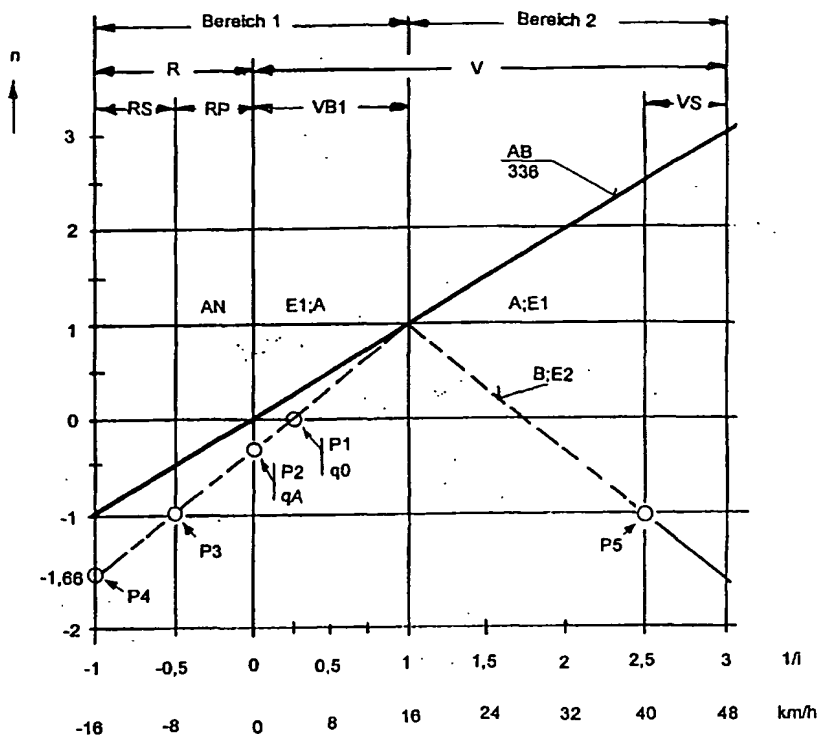


Fig. 3

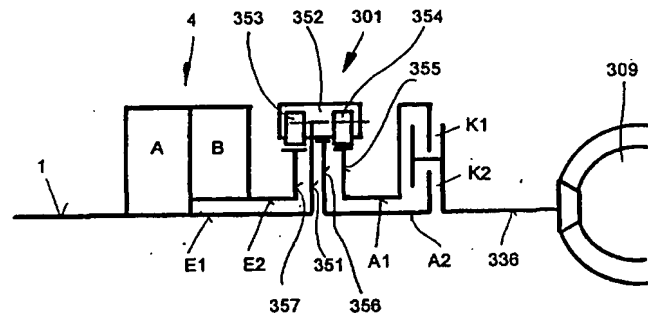


Fig. 4

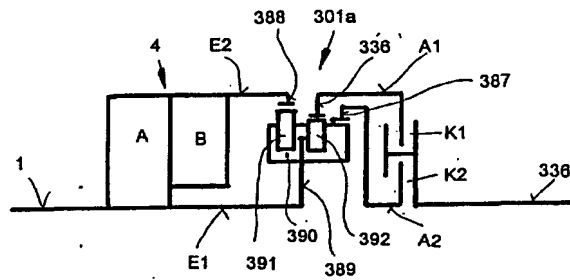


Fig. 5

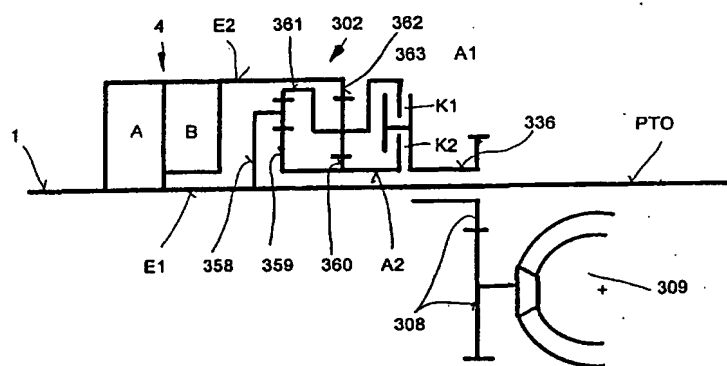


Fig. 6

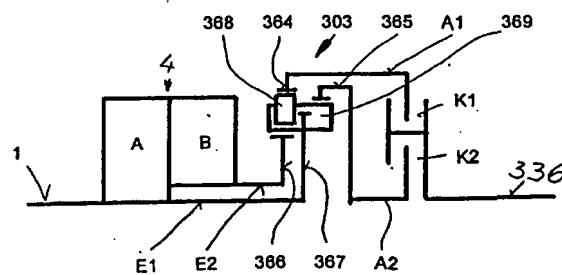


Fig. 7

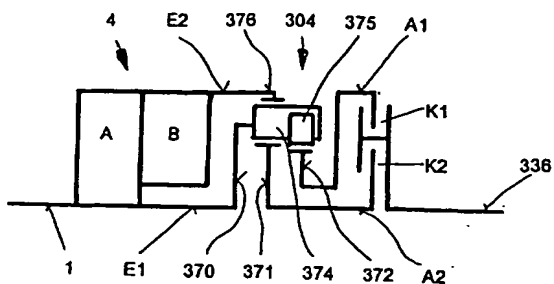


Fig. 8

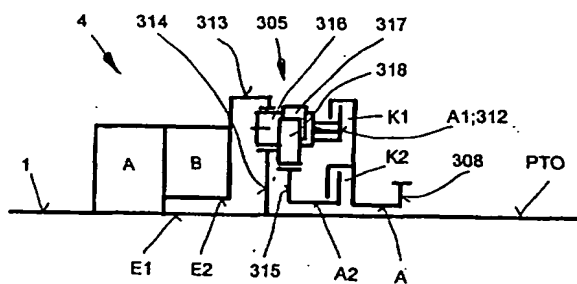


Fig. 9

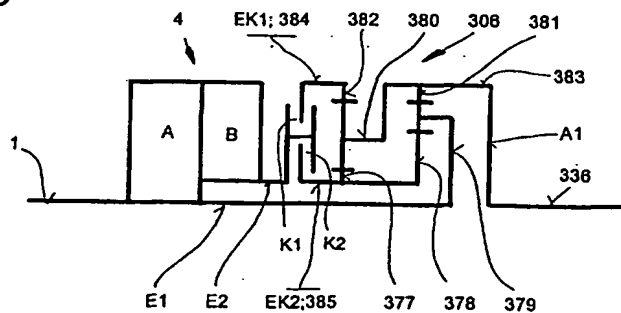


Fig. 10

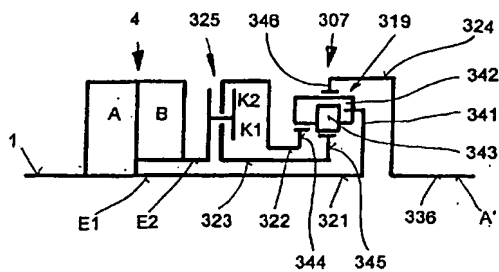


Fig. 11

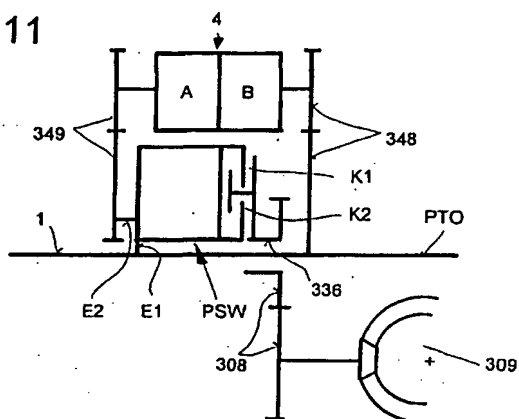
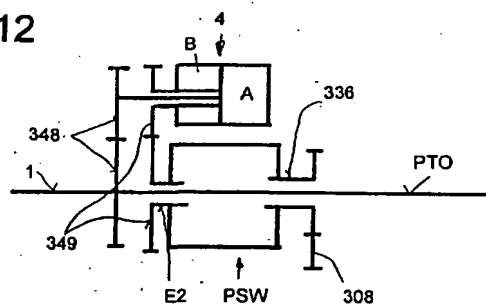
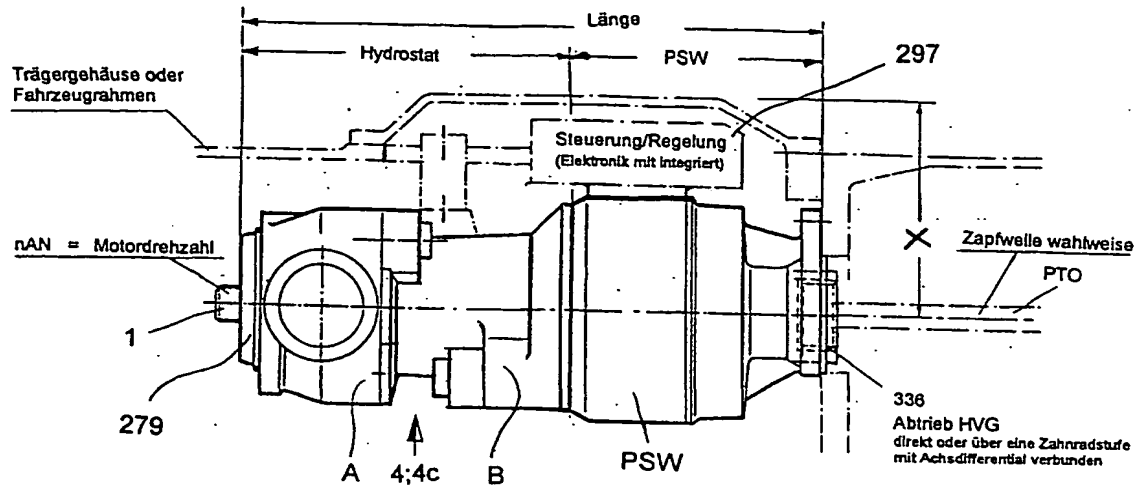


Fig. 12





**Fig. 13**



**Fig. 14**

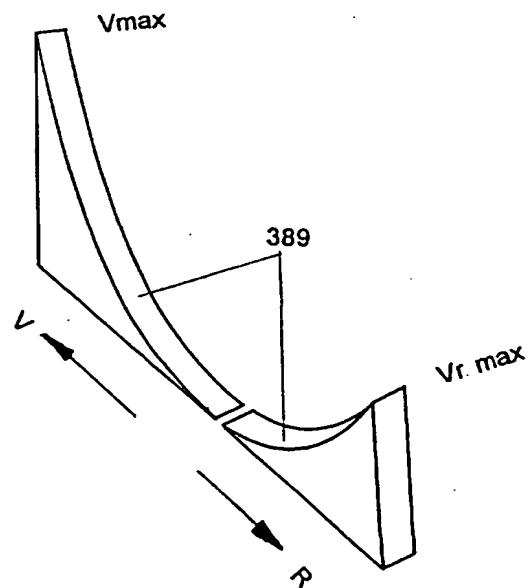


Fig. 15

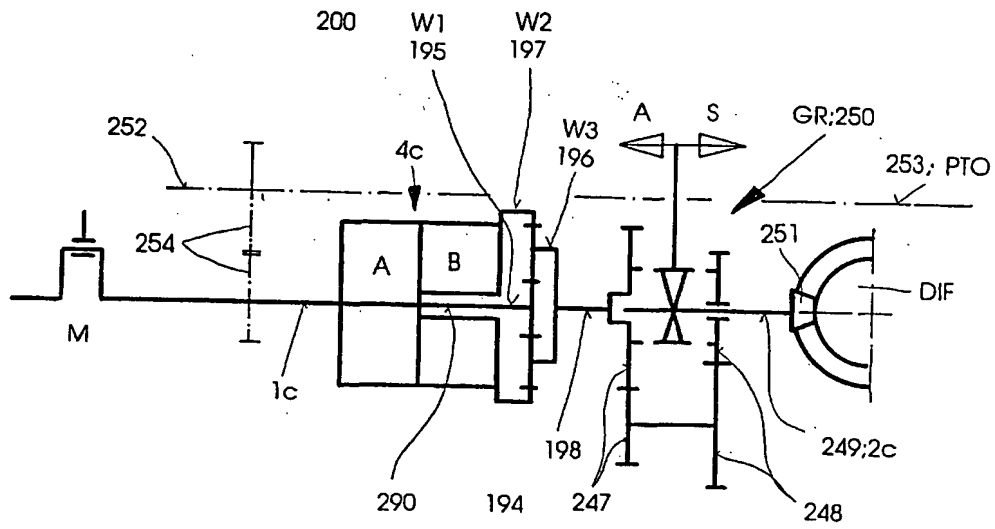


Fig. 16

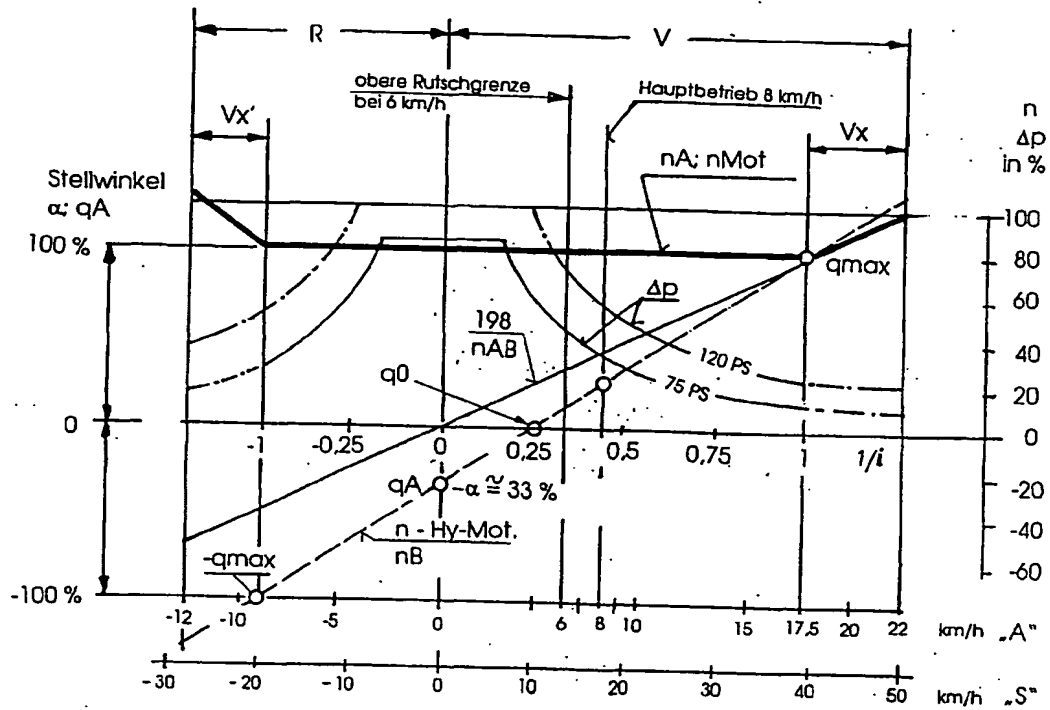
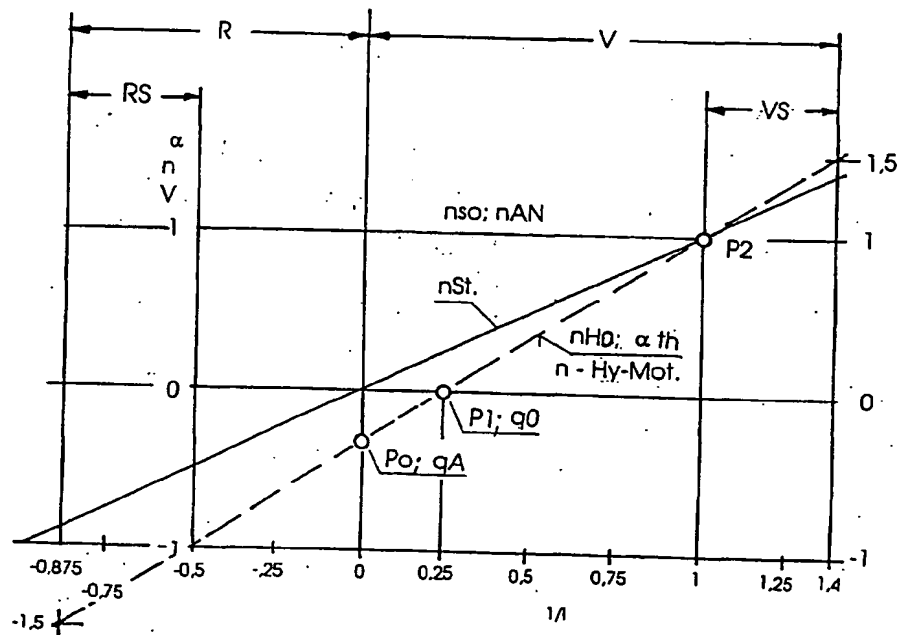
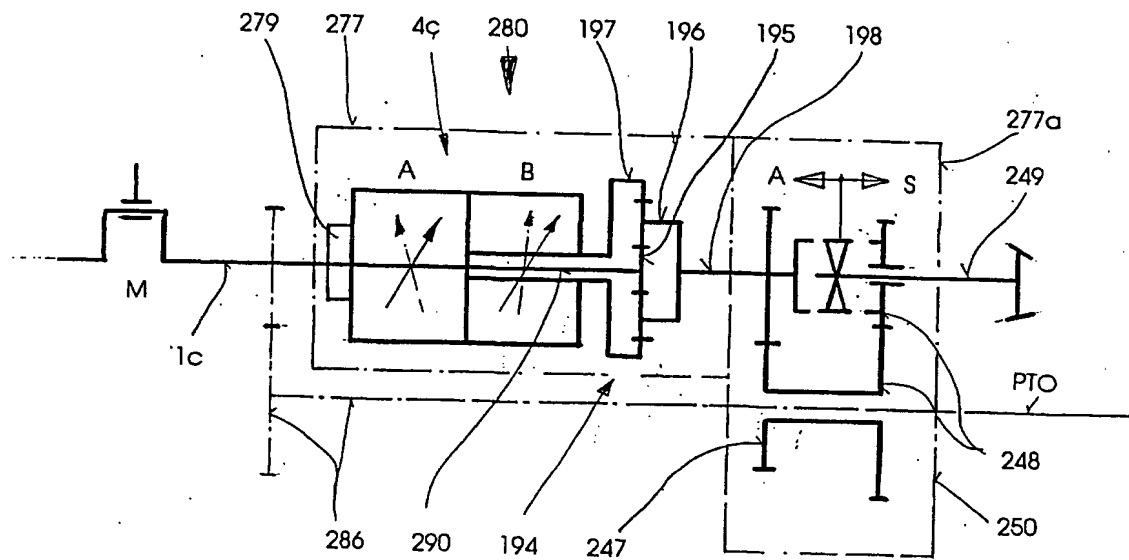


Fig. 17



**Fig. 18**



**Fig. 19**

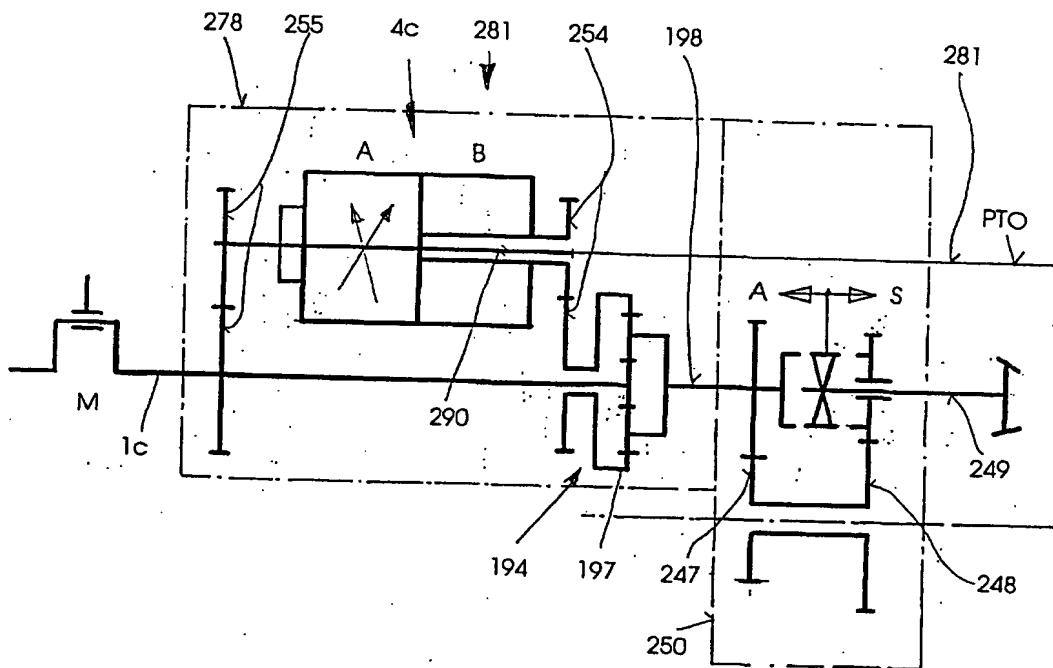


Fig. 20

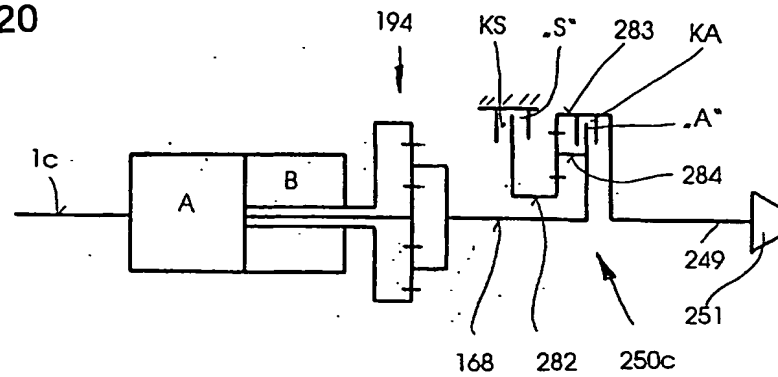


Fig. 21

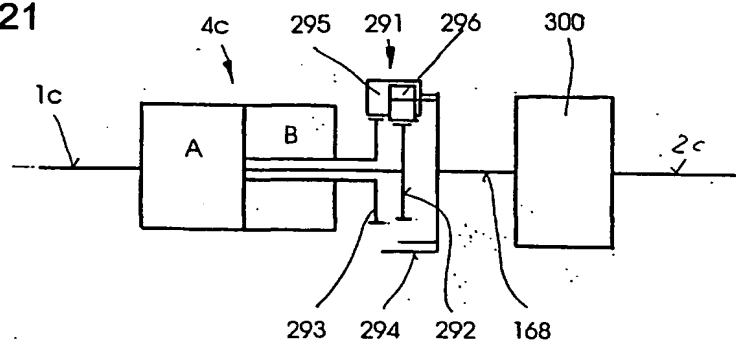


Fig. 22

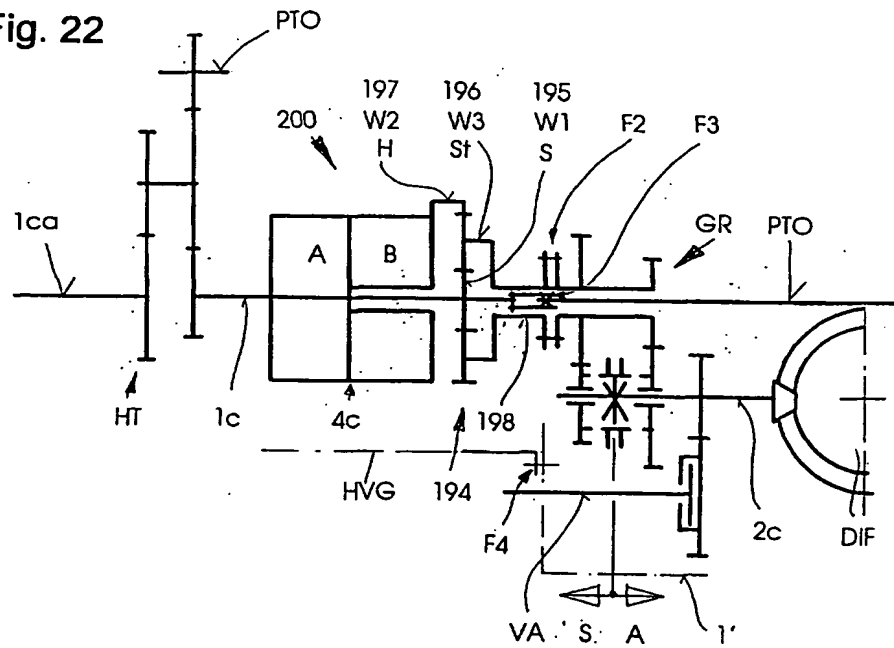


Fig. 23

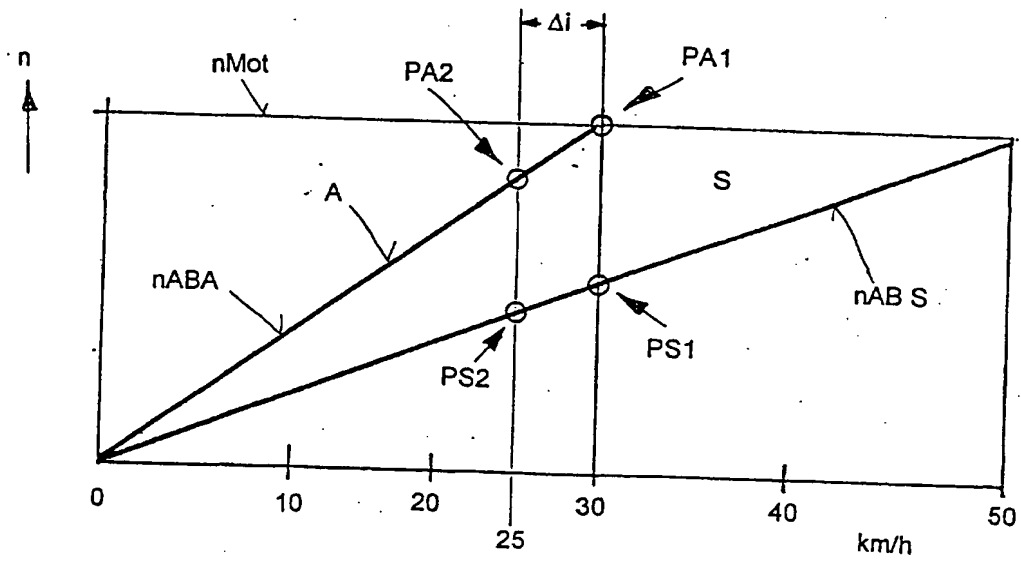
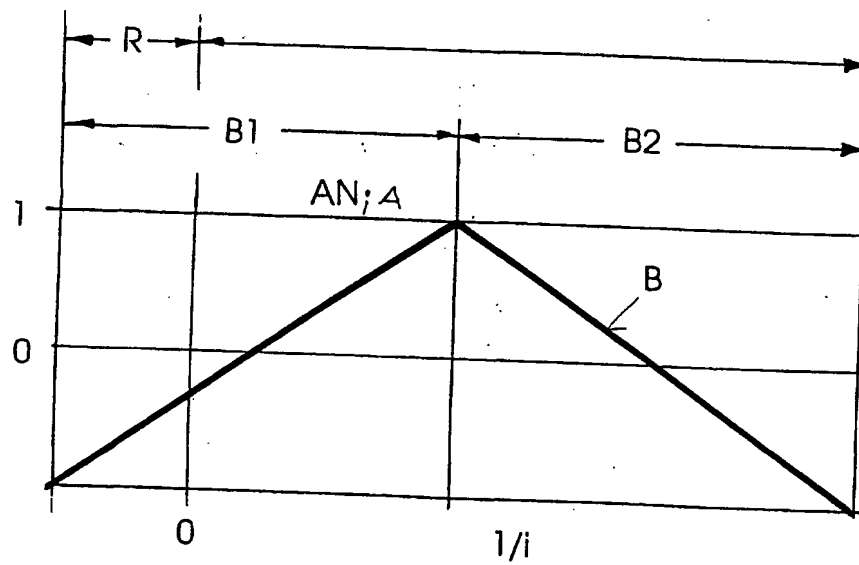
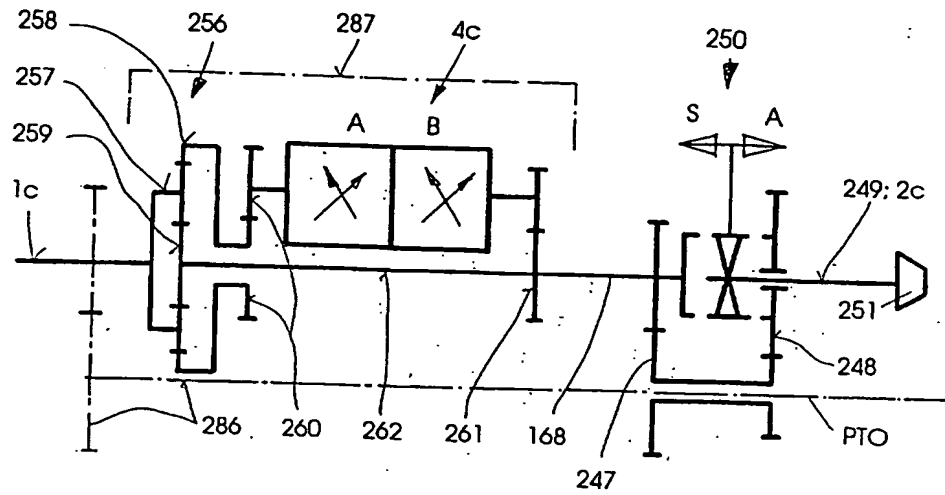


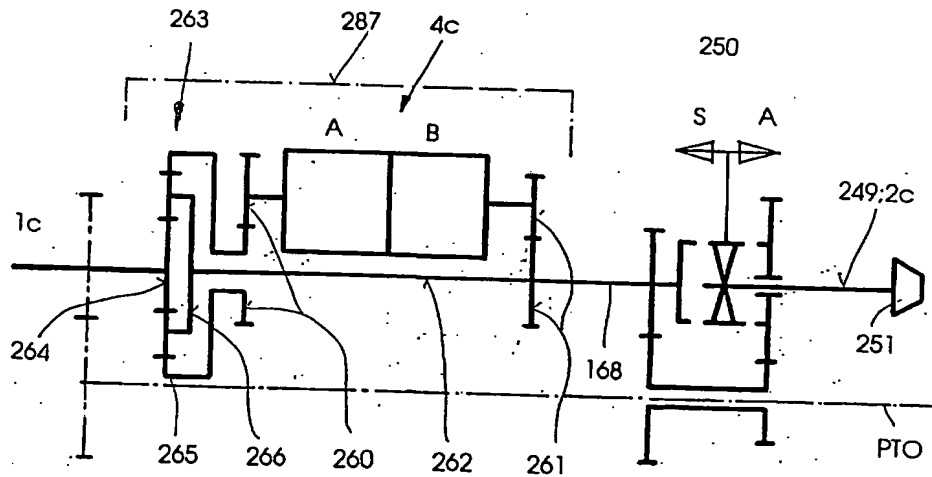
Fig. 24



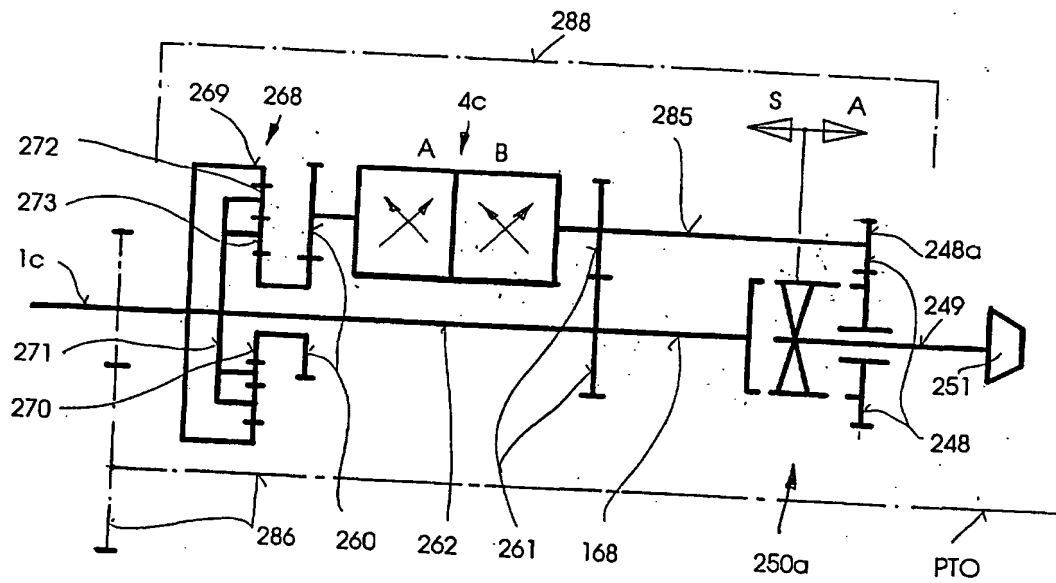
**Fig. 25**



**Fig. 26**



**Fig. 27**



**Fig. 28**

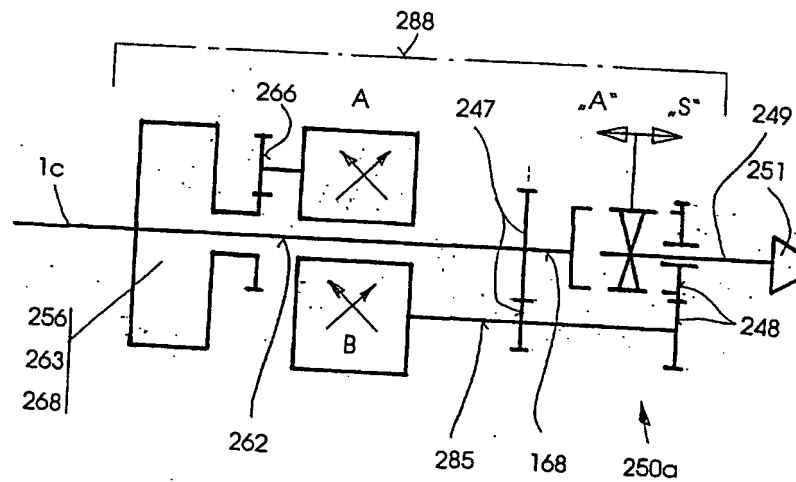




Fig. 29

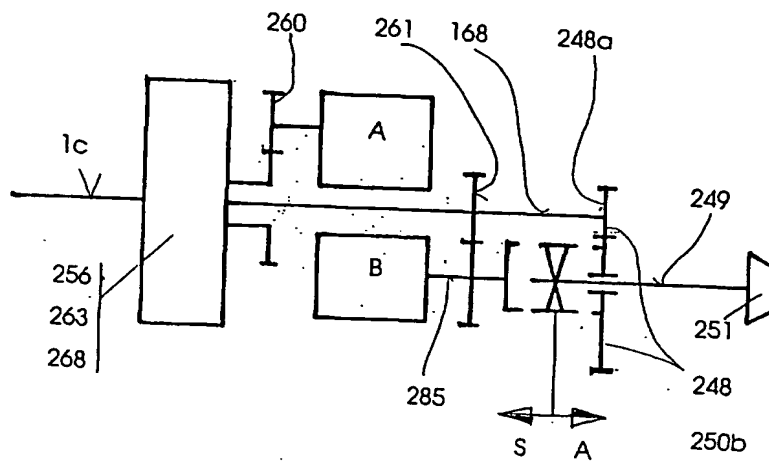


Fig. 31

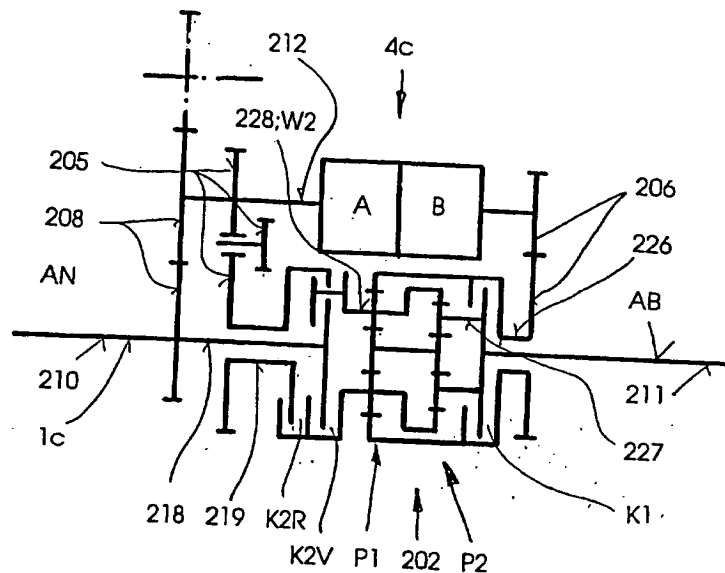


Fig. 32

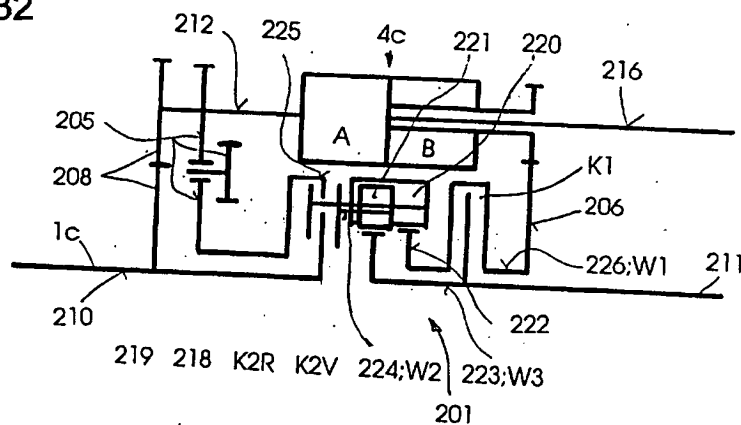


Fig. 33

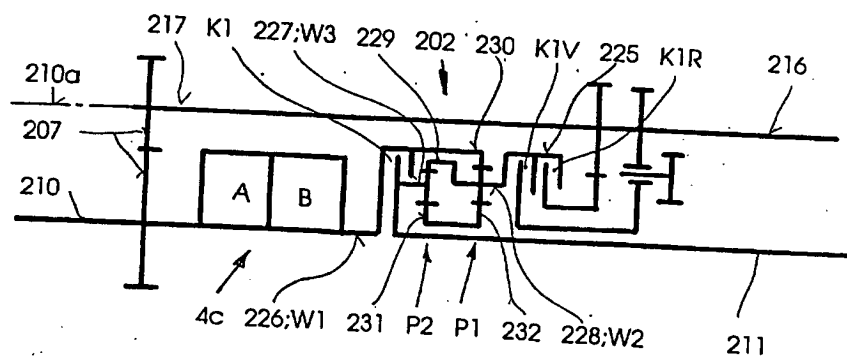


Fig. 34

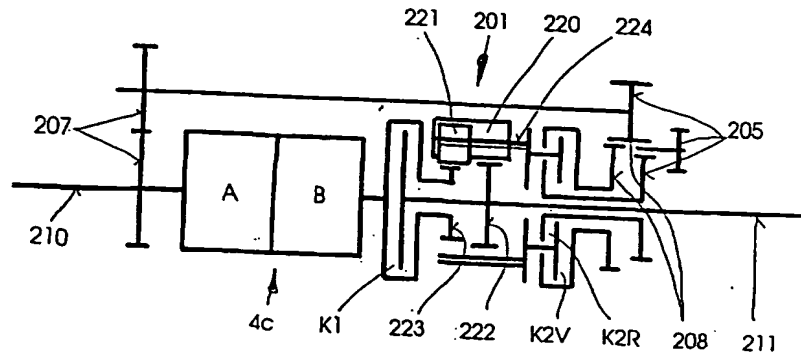


Fig. 35

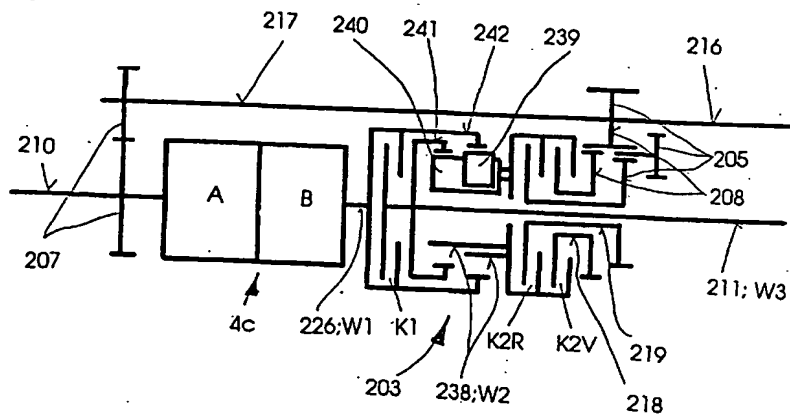
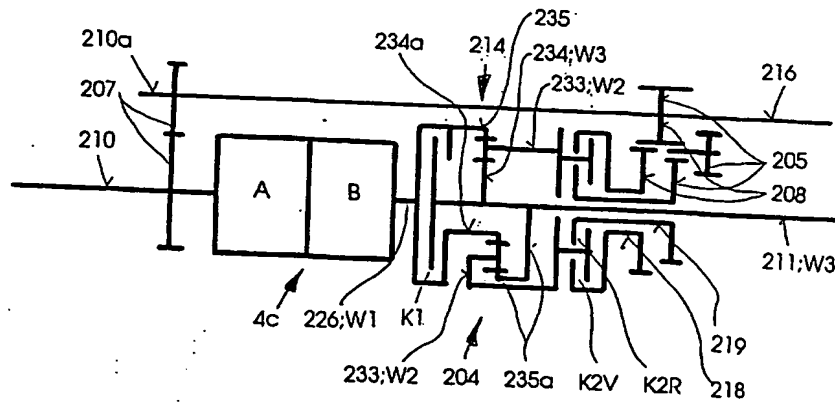


Fig. 36



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**